



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

**DISEÑO DE UN SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA UN
FÓRMULA S.A.E.**

Javier Beramendi Cabodevilla

Vanesa Estremera Carrera

Pamplona, 14 de Noviembre 2013

AGRADECIMIENTOS

Primeramente,

Quería agradecer a todos los profesores que he tenido en la carrera por haberme enseñado todo lo necesario para estar hoy aquí realizándola presentación de mi proyecto final de carrera.

Seguidamente quería dar mi más sincero agradecimiento a Doña Vanesa Estremera Carrera, por haberme dirigido el proyecto fin de carrera. Por las atenciones, por el tiempo que ha invertido conmigo, y sobre todo por su apoyo.

Y finalmente, como no podía ser de otra manera, no puedo de dejar de agradecer la comprensión de mis padres, José Luis y María Esther, de mi hermana, Leyre y de mi novia Andrea, puesto que ellos han sido los que más me han tenido que aguantar en mis malos momentos, enfados y demás sucesos acaecidos a lo largo de la elaboración del presente proyecto.

A todos, muchas gracias.

Índice

- 1.- Memoria
- 2.- Cálculos
- 3.- Planos
- 4.- Pliegos de condiciones
- 5.- Presupuesto
- 6.- Bibliografía



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

**DISEÑO DE UN SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA UN
FÓRMULA S.A.E.**

MEMORIA

Javier Beramendi Cabodevilla

Vanessa Estremera Carrera

Pamplona, 14 de Noviembre 2013

MEMORIA

1.1. OBJETO DEL PROYECTO	5
1.2. ANTECEDENTES	5
1.3. DEFINICIONES DEL CONJUNTO	6
1.3.1. Enunciado	6
1.3.2. Importancia de la dirección en este proyecto	7
1.3.3. Definición	8
1.3.3.1. Generalidades.....	8
1.3.3.2. Dirección básica en el automóvil moderno	10
1.4. DESCRIPCIÓN DE LAS PARTES	11
1.4.1. Volante:.....	12
1.4.1.1 Selección del volante	14
1.4.2 Mecanismo de liberación del volante	15
1.4.2.1 Mecanismo de liberación seleccionado	18
1.4.3. Columna de dirección	20
1.4.4 Caja de dirección	20
1.4.4.1 Piñón-cremallera:	21
1.4.4.2 Tornillo sinfín:	24
1.4.5 Brazo de acoplamiento	27
1.4.6. Rótulas.	28
1.4.7 Palanca de las manguetas	28
1.4.8 Manguetas:.....	28
1.4.9 Pivote:	29

1.5 CONDICIONES CINEMÁTICAS	29
1.6 COTAS	38
1.6.1 Ángulo de inclinación o salida	38
1.6.2. Ángulo de caída	39
1.6.3. Ángulo de convergencia:	41
1.6.4. Ángulo de avance	43
1.6.5. Efectos de deriva.....	44
1.7. COLUMNA DE DIRECCIÓN.....	45
1.7.1. Introducción	45
1.7.1.1. Cálculo de Solicitaciones.....	45
1.7.1.2. Ensayos a tracción	48
1.7.2. Cargas estáticas.....	50
1.7.3. Cargas Variables	53
1.7.4. Diseño de la columna de dirección.....	57
1.7.4.1. Criterio del esfuerzo cortante máximo (Tresca).....	57
1.7.4.2. Materiales Dúctiles, teoría de Von Mises.....	59
1.7.4.3. Tensión equivalente de Von Mises.....	67
1.7.4.4. Análisis Elementos finitos	76
1.7.4.5. Cálculo de la columna de dirección a fatiga.....	82
1.7.4.6. Uniones atornilladas	86
1.8. PIÑÓN-CREMALLERA	91
1.8.1. Engranajes rectos. Introducción.	91
Acción conjugada.....	92
Línea de acción.	92

1.8.2. Estados de carga y esfuerzos.	99
1.8.3. Cálculo del engranaje piñón-cremallera.....	115
1.8.3.1. Cálculo de estados de carga y esfuerzos.....	118
1.8.5. Diseño final del engranaje piñón cremallera.....	120
 1.9. VARILLAJE DE DIRECCIÓN	122
1.9.1. Primer boceto del sistema de varillaje.....	124
1.9.2. Segundo boceto del sistema de varillaje	126
1.9.3. Geometría definitiva del sistema de varillaje	127
1.9.4. Cálculo de tensiones.	130
1.9.5. Análisis en elementos finitos.....	135
1.9.5.1. Elección de material.....	140
 1.10. JUNTA CARDAN	141
1.10.1. Introducción.....	141
1.10.2. Diseño de la junta cardan en Catia	143
1.10.3. Análisis por elementos finitos.	146
 1.11. SOLUCIÓN FINAL.....	150
1.11.1 Conclusiones.....	150
1.11.2 Solución gráfica.....	151

1.1. OBJETO DEL PROYECTO

En el siguiente proyecto se llevara a cabo el estudio y diseño del mecanismo de dirección para un vehículo automóvil destinado a la competición en pista cerrada.

A lo largo del proyecto se dará una visión general del mecanismo estudiando cada una de las partes que lo componen y su interrelación.

También se estudiará el proceso de fabricación de varias piezas del conjunto y se estimará el precio total del mecanismo.

El futuro monoplaza tendría como objetivo participar en la competición de Formula SAE

La competición de Formula SAE está destinada a estudiantes para concebir, diseñar, fabricar y competir con pequeños vehículos de carreras. Las restricciones en la estructura del coche y el motor están limitadas para que el conocimiento, la creatividad y la imaginación de los estudiantes se vean desafiados. Los coches se construyen con un esfuerzo en grupo durante un periodo de un año, y entran en la competición anual para ser examinados y comparados con aproximadamente otros 140 vehículos de universidades de todo el mundo. El resultado es una gran experiencia para jóvenes ingenieros en un proyecto muy significativo de ingeniería, así como la posibilidad de trabajar en un equipo.

Objetivos como proyecto final de carrera consistirán en aplicar distintas materias estudiadas en la carrera al diseño de un nuevo componente. Concretamente, se profundizará en temas de diseño y cálculo de máquinas, de elasticidad y resistencia de materiales, y de tecnología mecánica.

Por otra parte, se manejarán herramientas computacionales de diseño mecánico como es el programa de diseño asistido por ordenador Catia, el software de Elementos Finitos Marc-Mentat, u otros que se estime necesario durante el proceso de diseño.

1.2. ANTECEDENTES

Este proyecto nace de la propia iniciativa del proyectista debido al entusiasmo del mismo por el mundo de la automoción.

Con este proyecto se ha conseguido adentrar en el diseño, cálculos, estudios y problemas que bien pueden darse en la vida real.

Dentro del mundo del automóvil existe una complejidad con lo que respecta a cálculos a la hora de fabricar un sistema de dirección para un vehículo, debido a ello, se ha escogido el diseño del sistema de dirección de un fórmula SAE porque son vehículos con una

complejidad y tiempo de diseño bastante acorde con el periodo con el que se ha dispuesto para la realización del proyecto e inmersos en una competición dentro del ámbito universitario Europeo

1.3. DEFINICIONES DEL CONJUNTO

1.3.1. Enunciado

La Formula SAE hace referencia en sus normas especificando sobre la dirección lo siguiente:

El sistema de dirección debe afectar al menos a dos ruedas. El sistema de dirección debe tener los límites de dirección correctos que impidan a los acoplamientos de dirección cerrar (la inversión de un acoplamiento de cuatro barras en uno de los pivotes).

Los límites pueden ser colocados sobre las verticales o sobre la cremallera y deben impedir a los neumáticos ponerse en contacto con la suspensión, la carrocería, o partes del bastidor durante los eventos en pista.

En un sistema de dirección aceptable el juego libre está limitado a un total de 7 grados medido en el volante. La dirección de la rueda trasera está permitida solo si la mecánica limita el ángulo de giro de las ruedas traseras a ± 3 grados.

La dirección de las ruedas debe estar conectada de forma mecánica a las ruedas delanteras. Por ejemplo, el manejo la dirección por medio de cables está prohibido.

Las ruedas deben tener 203,2 mm de diámetro como mínimo. Se deben llevar neumáticos de lluvia y de seco. Estos deben cumplir la normativa oficial y no pueden ser cambiados tras las pruebas estáticas.

El volante debe tener un perímetro circular y debe estar unido a la columna de la dirección con un enganche de desconexión rápida. El conductor debe poder hacer la desconexión rápidamente mientras conduce con los guantes. Los conductores deben poder salir del vehículo en no más de 5 segundos. El tiempo de la salida comienza con el conductor en la posición de conducción, usando el equipo requerido de seguridad.

1.3.2. Importancia de la dirección en este proyecto

La dirección, junto con los frenos, es el mecanismo de seguridad de mayor importancia del automóvil. Una avería de este mecanismo durante la marcha del vehículo puede ocasionar las más fatales circunstancias por representar para el conductor la pérdida del más importante órgano de control que posee en su automóvil. De ahí que la dirección debe recibir un trato de especial favor por parte de los usuarios y mecánicos.

En el siguiente esquema podemos ver la conexión del proyecto en una visión de conjunto:

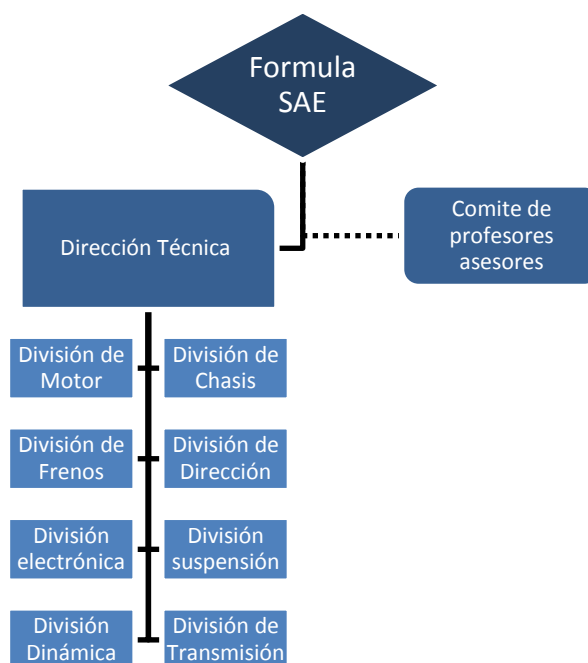


Figura 1

En este proyecto basado en el desarrollo de un monoplaza para su uso en competición, el sistema de dirección que se estudia, debido a las características del presente proyecto, es muy concreto y específico a las condiciones requeridas en el proyecto global.

Aunque nombraremos y explicaremos sistemas de direcciones, componentes, materiales que se usan en el mundo de la automoción en mecanismos de control de vehículos, nuestro principal objetivo, es aquel que haga hincapié en lo referente a vehículos de altas prestaciones en pista cerrada.

1.3.3. Definición

El sistema de dirección es el conjunto de mecanismo que tiene la misión de orientar las ruedas directrices de forma que el conductor pueda guiar el vehículo por la trayectoria deseada.

La dirección ha de reunir una serie de cualidades:

Suavidad en el manejo de la dirección: con esto se quiere decir que una dirección puede moverse con las puntas de los dedos, si hay una perfecta alineación de las ruedas y mecanismos de enlace.

Irreversibilidad: toda dirección deberá filtrar el traqueteo de la carretera en su justa medida, para evitar comunicar las vibraciones al conductor. Tanto se ha logrado esto, que durante un tiempo los conductores no eran conscientes del estado real del pavimento, ya que aunque fuese lamentable el camino al no transmitirlo por ser filtrado...arreglar

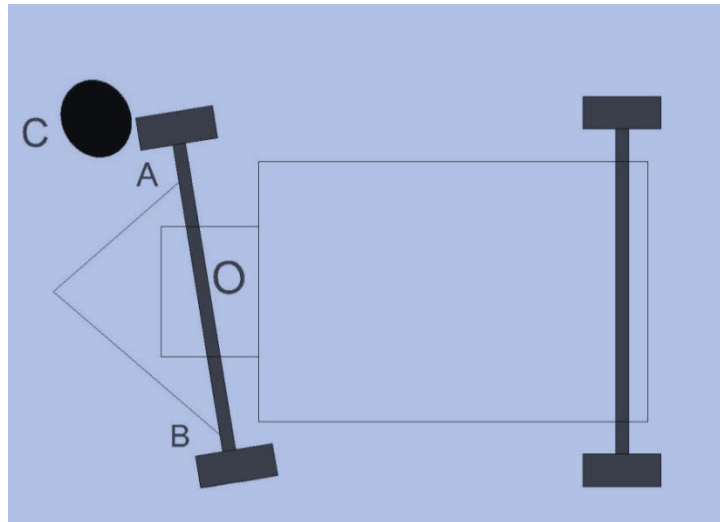
Estabilidad: esta cualidad la podemos definir como la capacidad de un automóvil para seguir con facilidad la trayectoria recta sin rectificaciones apreciables que exijan esfuerzo en el conductor.

1.3.3.1. Generalidades

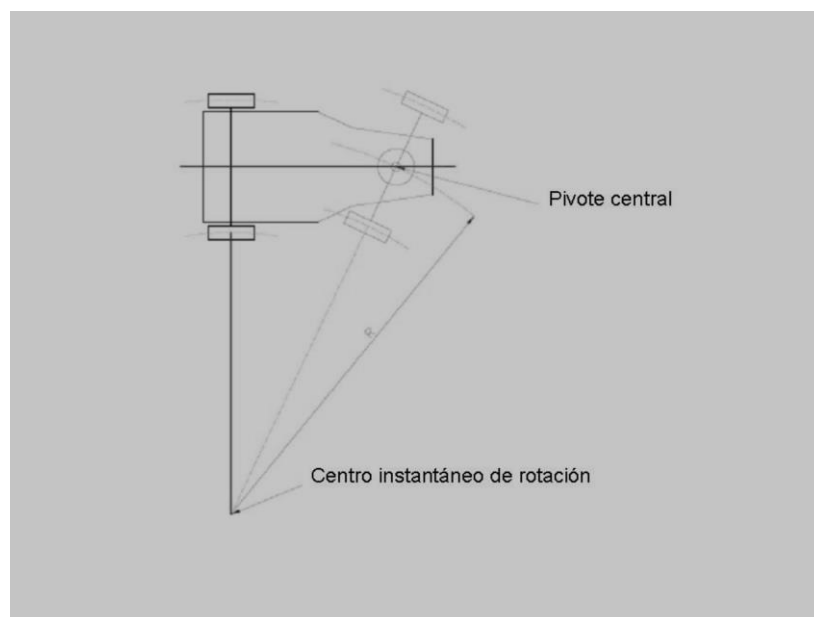
Para variar de dirección al circular se cambia la orientación de las ruedas delanteras, ya sea haciendo girar el eje delantero en su totalidad, cada rueda delantera en un cierto ángulo o en mecanismo moderno, haciéndolo a la vez con la rotación de las ruedas traseras.

Durante siglos los carromatos de tiro animal han tenido el eje delantero girando sobre un gran pivote central.

En la figura podemos ver el esquema de la dirección de un carromato y su pivote de giro central. Estos eran remolcados por un tiro animal, en la cual el tiro desde los puntos A y B hace que esta dirección resulte sencilla y relativamente práctica, ya que cualquier obstáculo como el señalado en C, supone un brazo resistente, desde el centro de giro O igual al OC mientras el brazo de potencia sería el OA, ligeramente menor. Se deduce fácilmente que si la unión del tirante al eje se pone muy próxima a la rueda, pueden casi igualarse el brazo resistente y potente disminuyendo el inconveniente del aumento de la resistencia de giro, como consecuencia de la diferencia entre OC y OA.

*Figura 2*

Durante los últimos años del siglo XIX y comienzos del XX, la mayoría de los coches concentraban casi todo su peso sobre el eje trasero. El mando fue en un inicio mediante el giro de un timón que simulaba este mismo método usado en los carros. Este sistema permitía girar sin ningún deslizamiento lateral, pero creaba un montón de problemas y por ello fracasó, ya que obligaba a poner las ruedas muy próximas y un volante muy grande, para reducir el esfuerzo del conductor. Además con las velocidades de los automóviles no es posible tal solución, porque el gran brazo de palanca que resultaría para cada rueda obligaría a esfuerzos en la dirección, que resultaría sumamente pesada, y además la caja del vehículo tendría tan poca base de apoyo delante para resistir la fuerza centrífuga que lo volcaría en las curvas.

*Figura 3. Centro instantáneo de rotación*

Estas dos razones, principalmente, de disminución de la superficie de apoyo y sobre todo el gran esfuerzo del conductor para mantener el coche sin desviaciones apreciables, hicieron a los fabricantes fijar el eje delantero al bastidor y montar cada rueda sobre los extremos orientables de aquel, llamados manguetas, sobre los cuales giran las ruedas locas, libremente.

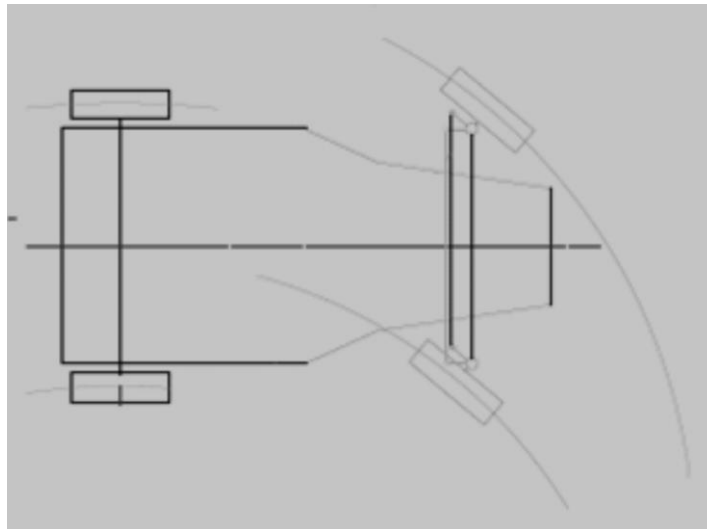


Figura 4. Ambas manguetas orientables

1.3.3.2. Dirección básica en el automóvil moderno

La misión del sistema de dirección es facilitar al conductor la conducción del automóvil a lo largo en la vía por la que esté circulando.

Para poder hacer esto el conductor recibe una cantidad considerable de información a través de sus ojos, sus manos y su cuerpo, que le dirán cuál es el siguiente movimiento que debe hacer o simplemente le dan confianza y seguridad en lo que está haciendo. Entonces, el trabajo del sistema de dirección es el de convertir el ángulo del volante, en lo posible, en una clara relación con el ángulo de dirección de las ruedas; además debe dar una retroalimentación acerca del estado de movimiento del vehículo a través de la columna de dirección y el volante.

De entre los diferentes tipos de direcciones y sobre las ruedas que actúan, nos referiremos en adelante a la dirección que afecta sólo al tren delantero, teniendo presente que a las ruedas del eje trasero no se le permite el giro.

La dirección del vehículo se hace por medio del volante. Al girarlo y por medio de una serie de mecanismos intermedios se consigue el giro de las ruedas. El giro del volante hace girar una barra que actúa como su eje y que es solidaria a este. Esta barra llega hasta la caja de la dirección de la que hablaremos más adelante. Como no es posible que el volante y la caja de la dirección estén unidas por una barra rígida, ya que para que el volante tuviese una inclinación adecuada (10° aproximadamente respecto a un plano vertical) el volante

debería estar excesivamente lejos del eje delantero, se intercala una junta homocinética entre ambos. Otra razón para que no estén unidos por una barra rígida es que en caso de choque frontal del vehículo la barra no se deformaría y podría golpear al conductor. La junta homocinética se articula de modo que el volante no se moviese de su sitio. Además de la junta homocinética existen otras medidas de seguridad llegando incluso a sistemas que retiran el volante hacia el motor de modo que el conductor, al salir despedido por el choque, no alcance nunca el volante. Estos sistemas no se utilizan en el presente proyecto por lo que no los describiremos.

En la caja de dirección se realiza la transformación del movimiento de rotación en otro de traslación y es el lugar en el que se lleva a cabo la desmultiplicación del giro del volante.

1.4. DESCRIPCIÓN DE LAS PARTES

En este apartado se mostrarán, las partes que componen el sistema de dirección de un automóvil, y más en detalle los tipos que se usan para un monoplaza de competición.

Es importante hacer una división de la masa total del monoplaza, puesto que, según su tipo, se comportan de modo distinto (diferente magnitud, diferentes frecuencias naturales de vibración, diferente colocación...). Así, dentro de los distintos componentes de la dirección podemos hacer la distinción entre partes que pertenecen a la masa suspendida del monoplaza y cuales no:

Masa no suspendida: es la porción de masa total del coche que no está soportada por los resortes de la suspensión. Este tipo de masa es sobre el que hay que focalizar los esfuerzos para reducirla al máximo, ya que es la masa que recibe todas las perturbaciones directas desde el asfalto, y la portadora de la energía que los amortiguadores deben disipar (en hundimiento). Se compone de:

- llantas
- neumáticos
- bujes
- manguetas
- frenos (si están montados en las ruedas)
- la mitad de los elementos de suspensión, palieres, muelles y amortiguadores (aproximadamente)

Masa suspendida: es la restante porción de masa total del vehículo, aquella que sí es soportada por los resortes de la suspensión. Este tipo incluye la mayor parte de la masa:

-caja de dirección

-columna de dirección

-volante

- además del chasis, motor, piloto, combustible, carrocería, la mitad de los elementos de suspensión, palieres, muelles y amortiguadores (aproximadamente)

La mayor dificultad reside en disminuir la masa suspendida, aunque también es la que reportará más notables beneficios. Sin embargo, las configuraciones actuales ya se sitúan en un compromiso bastante adecuado, donde cualquier posterior reducción de masa suspendida requiere importantes inversiones de dinero y tiempo. No será olvidada, de cualquier forma, en el diseño del monoplaza Fórmula S.A.E

1.4.1. Volante

Constituye el órgano de mando de la dirección. Los detalles constructivos del volante varían según el fabricante ya que pueden ser de cuatro, tres, dos o incluso de un radio. El tacto y el grosor han de favorecer el uso cómodo y agradable. Se ha de ver cuando el vehículo circula en línea recta el tablero del vehículo.

Tiene una armadura de varilla de acero circular unida a un grupo central por el que se acoplan a la barra de dirección. Esta armadura va recubierta de una pasta fundida que le da aspecto muy vistoso y una apreciable comodidad en su manejo y en muchos casos, por el borde o la parte inferior del aro, tiene unos salientes para evitar que la mano pueda deslizarse sobre él.

En el mundo de la competición al igual que en el manejo de otros vehículos, el control de estos se hace mediante el volante. El propósito del volante es transmitir una fuerza tangencial a la columna de la dirección, con la mayor precisión posible. El volante estará ubicado dentro del cockpit, con una geometría dada según el estudio que se realizará para lograr el mejor posicionamiento del piloto en el monoplaza.

El volante tiene puntos ergonómicos relacionados con su diseño y colocación. Estos puntos se comentaran en esta sección. El diseño del volante puede ser analizado haciendo uso los principios ergonómicos en tres áreas, diámetro de agarre, funda y relleno, y diámetro.

El diámetro de agarre es importante en el diseño del volante, así un buen agarre puede permitir aplicar la fuerza necesaria sin deslizamiento de las manos del piloto.

El valor recomendado para su diseño, suele oscilar en la industria entre 18 mm y 53 mm (Eastman Kodak, 1983). Sin embargo, en inspecciones comerciales, la mayoría son

diseñados aproximadamente entorno a los 30mm, y son a menudo de forma ovalada para mejorar la conducción en una manera más efectiva y cómoda.

La funda y el relleno del volante es importante para el confort del piloto y junto al agarre de los guantes del piloto garantizar su buena sujeción. Esto hace que el piloto emplee menor energía en el agarre del volante y además reduce la fatiga de los músculos de los brazos. Un tipo común de funda es piel de ante, porque es duradera, tiene buenas propiedades de fricción cuando se usa junto con los materiales de los guantes del piloto (a menudo también piel de ante).

El relleno del volante también contribuye en reducir la fatiga, creando mayor rozamiento entre los guantes y el volante. Esto es porque las manos del piloto se hunde un poco en el relleno, incrementando el área de contacto además de impedir que deslicen las manos sobre el volante. Un exceso de relleno es también inadecuado, ya que se pierde feeling sobre lo que ocurre en el tren delantero y la conducción puede bajar de rendimiento.

El diámetro del volante determina la facilidad con la que se puede gobernar el vehículo.

Como el piloto aplica la fuerza en el diámetro exterior del volante, el momento que se aplica sobre la columna de dirección irá en aumento según incrementemos dicho diámetro, aun manteniendo la misma magnitud de fuerza aplicada. Pero por otro lado, un volante de tamaño grande causará problemas a la hora de maniobra con él, dentro del pequeño cockpit que tiene un monoplaça de este tipo.

Para ayudar a adaptar el volante en una posición óptima en el cockpit, muchos fabricantes crean diferentes tipos de volantes con la parte baja del volante chata, logrando así aumentar la distancia entre las piernas del piloto y el propio volante.

Un volante con estas características sería óptimo para un monoplaça de Formula SAE.

Asuntos ergonómicos se muestran con el posicionamiento del volante, según la distancia a los hombros del piloto y el ángulo con los antebrazos del piloto.

La altura del volante debe ser más baja que la altura del aro de seguridad delantero según las normas de la Formula SAE. Lo más conveniente a la hora de fijar la altura del volante será maximizar la distancia a las piernas siempre que cumplamos la distancia al aro de seguridad.

La distancia a los hombros del piloto debe ser suficiente para hacer cómoda la conducción al piloto. La distancia óptima permitiría que los brazos del piloto estén un poco curvados cuando agarren el volante en su posición de pilotaje.

La posición adecuada de las manos cuando agarra el volante indicaría las 10 y las 2, en relación a un reloj analógico.

Una vez establecida la altura y la distancia del volante, el ángulo que debe formar con los antebrazos del piloto debe ser mayor a 90°, como se muestra en la figura.

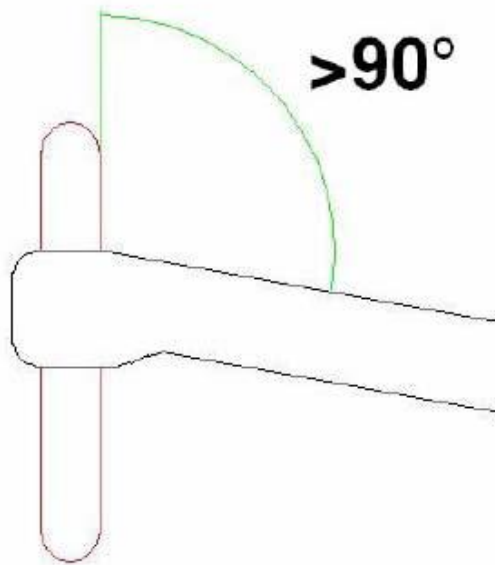


Figura 5. Una vista lateral del volante, muestra el ángulo óptimo creado entre los antebrazos del piloto y el plano frontal del volante

1.4.1.1 Selección del volante

Hay muchos fabricantes de volantes para uso deportivo, y dentro de esta sección no entraremos en comparaciones menores (forma, diámetro) a la hora de la elección.

1.4.1.1.1 Solución posible 1

El volante mostrado en la figura, está fabricado por MOMO, y está hecho en aluminio y está forrado de piel de ante de buen agarre.



Figura 6. MOMO, 270mm volante con la parte inferior chata (UPRacing).

1.4.1.1.2 Solución posible 2

El volante mostrado en la figura está fabricado por OMP, hecho de aluminio y forrado también de piel de ante. La forma es ovalada para minimizar el diámetro exterior, y esta estudiado para maximizar su grip.

El diámetro de este volante es de 230mm y tiene un precio recomendado alrededor de \$230.



Figura 7. OMP- Formula Quadro, 250mm volante con la parte inferior chata

1.4.1.1.3 Volante seleccionado

El volante seleccionado para su uso en la Formula SAE es el volante fabricado por OMP. Este volante fue elegido por su acabado en piel de ante que maximiza el agarre y por tener la parte inferior plana favoreciendo el movimiento libre de las piernas.

El diámetro pequeño no debería causar una sensación de pesadez, a la hora de la conducción del monoplaça, debido al estudio de la desmultiplicación hecha en la caja de dirección.

1.4.2 Mecanismo de liberación del volante

Este tipo de mecanismos, generalmente, se diseña de forma particular para cada vehículo, de modo que no hay un prototipo estándar. Incluso, en ocasiones, como es en el caso de las competiciones de Fórmula 1, este mecanismo, así como el accionamiento del cambio de marchas, el volante... etc, son diseñados de forma personalizada, según las preferencias del piloto.



Figura 8. Volante de Fórmula 1 (Jordan-Honda)

El mecanismo para un volante extraíble requiere un doble sistema de amarre, porque por una parte se necesita fijar la posición axial (tal y como se vio en los enchufes rápidos del apartado anterior), pero por otra parte, y más difícilmente, se debe fijar la posición radial de las piezas para poder transmitir el par.

En el mercado se pueden encontrar diversos sistemas, partiendo desde los más sencillos, de tornillo pasante, a los más complejos, mediante bolas de acero, al igual que los enchufes rápidos.



Figura 9. Mecanismos para volantes extraíbles

Algunas de las características de estos mecanismos son:

- Su sistema de funcionamiento es sencillo, como el de los enchufes rápidos, mediante bolas de acero, liberándose los elementos por medio de unas manillas a los lados del volante.
- Algunos incluyen un sistema de fijación especial para vehículos descapotables.
- Cada sistema es único, de modo que las dos piezas de un mecanismo sólo pueden encajar entre sí y no con las de otros mecanismos.
- Las piezas suelen estar fabricadas en aluminio anodizado. Las piezas son compactas, totalmente mecanizadas y sin soldaduras. Tras el mecanizado se anodizan aplicando una capa superficial para aumentar su resistencia y su duración.
- Los adaptadores a la columna de dirección incluyen tornillos de montaje de acero inoxidable.

Entre los beneficios que estos sistemas tienen no sólo está que se puede liberar el volante fácilmente. Se extrae en pocos segundos, de modo que se puede cumplir el requerimiento para la competición SAE Student de que el piloto pueda salir del vehículo en menos de 5 segundos, desde la posición de estar sentado con las manos en el volante, hasta estar fuera con ambos pies en el suelo. También se dice, que en vehículos convencionales es un sistema antirrobo.

Algunos fabricantes han incluido conexiones eléctricas en el propio mecanismo, como por ejemplo, el de la siguiente figura.



Figura 10. Un “quick release” con conector de 8 pines

En la figura se puede ver claramente el conector de 8 pines instalado en ambas piezas. Todas las conexiones eléctricas están introducidas en el eje y su conexión es automática en

el momento de fijar el volante. El sistema consiste en las piezas concéntricas que rodean el conector, y que están fabricadas en aluminio anodizado. Lo que acciona el mecanismo es el aro o anillo exterior, que se mueve axialmente. Este producto, además, cumple las especificaciones de la FIA (Federation Internationale de l'Automobile).

Por otra parte, resulta curioso que en la mayoría de estos sistemas se emplean ejes estriados para transmitir el par. Estos ejes deben engranar perfectamente con el cuerpo para que no aparezcan holguras.

Junto a este mecanismo suele ir ensamblado el cambio de marchas, mediante palancas en la parte posterior del volante.

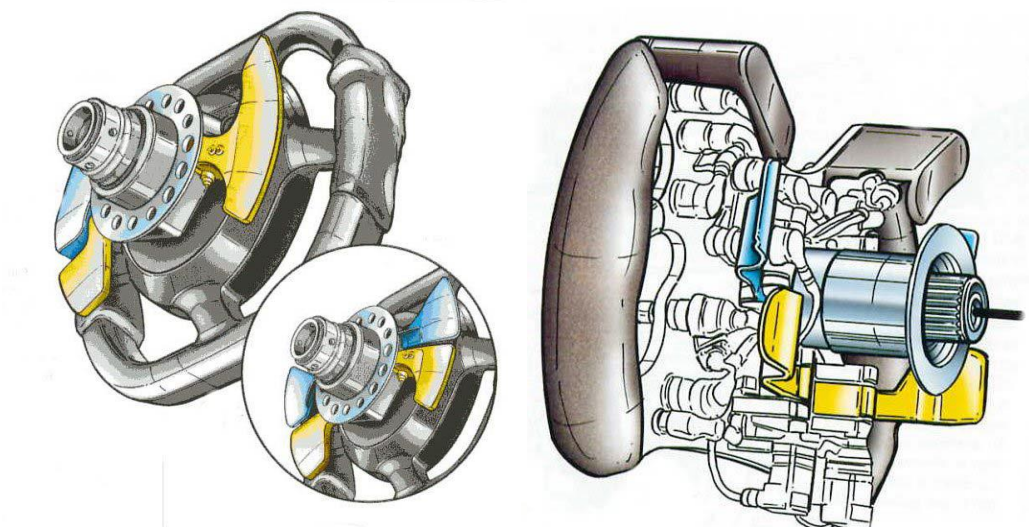


Figura 11. Volantes de Fórmula 1

En los dibujos se pueden observar algunos mecanismos para los volantes extraíbles de Fórmula 1. A las piezas de mayor diámetro se les han practicado numerosos taladros para eliminar material y reducir peso.

1.4.2.1 Mecanismo de liberación seleccionado

Los mecanismos de sujeción estriada son una alternativa más cara a la anterior, pero el par del volante es transmitido por un engranaje, hay mayor capacidad de par y mayor área de contacto, y la vida útil del mismo se incrementa

Este tipo de mecanismo rápido también usa diferentes métodos de sujeción. La conexión del mostrado en la figura es mediante un anillo que se fija a la columna de la dirección, la cual posee el estriado a la vez que un acanalado para la fijación del anillo.



Figura 12. Mecanismo de liberación del volante rápido

La ventaja de este tipo de sistema es la larga vida útil del mismo así como la posibilidad de hacer pasar por su interior cableado eléctrico para componentes del volante. Su precio ronda los 175 \$

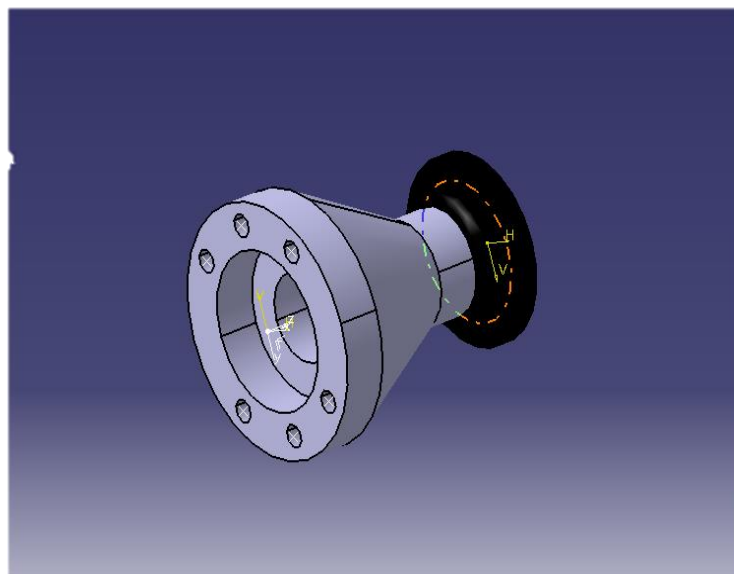


Figura 13. Mecanismo de liberación del volante rápido en Catia

1.4.3. Columna de dirección

Esta barra une el volante con la caja de la dirección. Como ya dijimos en la descripción general, esta barra no es de una sola pieza sino que tiene intercalada una sección de otro material para que en el caso de sufrir un accidente la columna rompa por dicha sección y evitar que el conductor quede aprisionado.

Esta barra se ve sometida principalmente a los esfuerzos de torsión pura que se producen al girar el volante por lo que no es necesario un acero de muy alta calidad.

El diseño de la columna de la dirección será estudiado primero según normas SAE, antes que su análisis de esfuerzo sea estudiado y que su diseño final sea desarrollado.

1.4.4 Caja de dirección

Es la parte de la dirección definida como el conjunto de engranajes encerrados en el cárter del sinfín, que convierte el par que transmite el eje de la columna de dirección en una oscilación del brazo de mando. Al mismo tiempo que efectúa una reducción del giro recibido, pues resulta evidente que el esfuerzo a desarrollar por el conductor para orientar las ruedas debe ser reducido, evitando fatigar al piloto.

El esfuerzo necesario para orientar las ruedas es mayor cuando el vehículo está parado y se reduce a medida que aumenta la velocidad de marcha. En todo caso, depende fundamentalmente de la resistencia opuesta por las ruedas en el frotamiento del neumático sobre el suelo, el cual es función de la velocidad y del peso del vehículo.

El mecanismo desmultiplicador permite facilitar la maniobrabilidad a baja velocidad o en parado. No obstante, es conveniente que la desmultiplicación sea la menor posible para obtener una respuesta rápida a la hora de actuar sobre el volante. En este sentido, lo ideal sería una transmisión directa, pero esto implica el inconveniente de que las desviaciones sufridas y las vibraciones de las ruedas, serían acusadas fuertemente en el volante de la dirección, con las molestias que ello representa en la conducción.

Mecanismos desmultiplicadores existen de varios tipos, aunque en general en competición se usan los de cremallera, describimos los otros tipos de cajas de direcciones. Podemos clasificarlos de la siguiente forma:

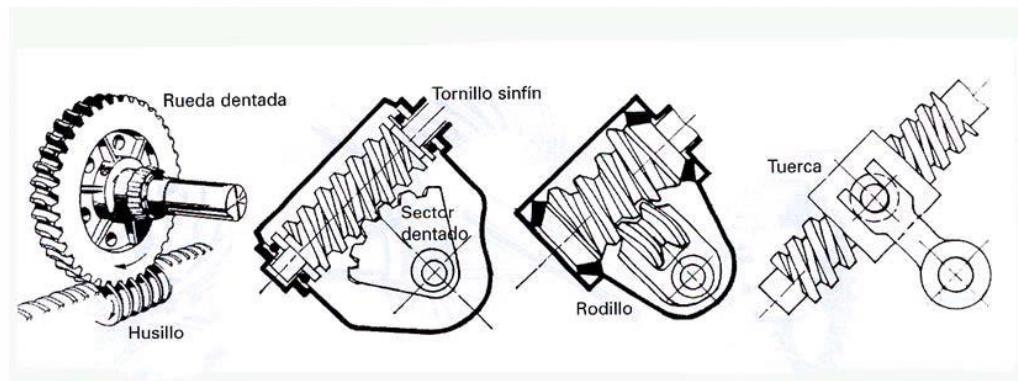


Figura 14. Tipos de caja de dirección

Su colocación en el vehículo es muy significativa, ya que en la geometría que tome la caja de dirección, los brazos de acoplamiento y su conexión con el brazo de la mangueta, nos proporcionará el cuadrilátero de Ackermann y por tanto marcará el comportamiento del coche a la hora de su conducción.

1.4.4.1 Piñón-cremallera

Con la aparición de los coches el uso del sistema piñón-cremallera estaba limitado sólo para vehículos pequeños porque hacía que la dirección resultase muy pesada y porque la reducción era tan alta, que hacía dar muchas vueltas al volante para orientar las ruedas en la trayectoria deseada.

Este problema ha sido solucionado con la introducción de los sistemas de dirección asistida, se tratara en el apéndice.

El sistema piñón-cremallera es muy empleado en la actualidad por su economía de elementos, y por su simplicidad de montaje, permitiendo incorporar sistemas de ayuda a la maniobrabilidad como son los sistemas de dirección asistida.

El sistema va acoplado directamente al brazo de acoplamiento de las ruedas y tiene un gran rendimiento mecánico. Es un sistema de gran precisión, en particular en los motores delanteros con tracción delantera ya que disminuye enormemente el esfuerzo a realizar, es muy suave, tiene buena recuperación y es segura.

La columna de dirección acaba en su extremo en un piñón (generalmente helicoidal) que engrana constantemente con una barra tallada en cremallera. La cremallera se mueve dentro de una carcasa que le sirve tanto de guía como de protección contra los agentes externos. Esta barra de cremallera se une directamente a los brazos de acoplamiento de las

ruedas mediante dos bieletas de dirección o brazos de acoplamiento y rotulas de montaje, permitiendo el movimiento oscilante de las ruedas.

Existen direcciones que llevan un sistema de asistencia a la dirección. Este mecanismo que está estrechamente ligado a la caja de la dirección, tiene como misión disminuir el esfuerzo necesario para llevar la dirección del vehículo. En los vehículos automóviles el sistema más utilizado es el hidráulico, aunque también puede ser neumático o ayudado por motores eléctricos en la columna de dirección.

El volante, en su giro mueve una válvula distribuidora que manda aceite a presión hacia un cilindro cuyo embolo es, de alguna forma, solidario con la barra de acoplamiento. En función de en qué sentido gire el volante comunicado un lado u otro del embolo con la parte del circuito que lleva la alta presión y la opuesta con el depósito (baja presión).

En el caso de la dirección por cremallera el cuadrilátero es como el de la figura. En éste el desplazamiento longitudinal de la cremallera se transmite a las bieletas por medio de una rotula axial y a su vez estas transmiten el movimiento a las palancas de las manguetas por medio de una rotula radial. Las palancas de las manguetas son solidarias con las manguetas de modo que tanto la palanca de la mangueta como la mangueta giran alrededor de un pivote con lo que se consigue el giro de las ruedas que van íntimamente unidas a las manguetas.

Piñón y cremallera suelen ser de dientes helicoidales ya que para que el volante dé un número de vueltas suficiente el piñón ha de ser muy pequeño y para transmitir los grandes esfuerzos que se precisan para mover la dirección el modulo ha de ser grande por lo que el número de dientes suele ser pequeño. En las ruedas helicoidales el número de dientes mínimo para que no haya penetración es inferior al de las ruedas con dentado recto.

Tanto el piñón como la cremallera han de ser de un acero de alta calidad y estar cementado ya que han de soportar grandes esfuerzos y en los dientes existe también desplazamiento. La cremallera además debe desplazarse a lo largo de la carcasa con el considerable rozamiento.

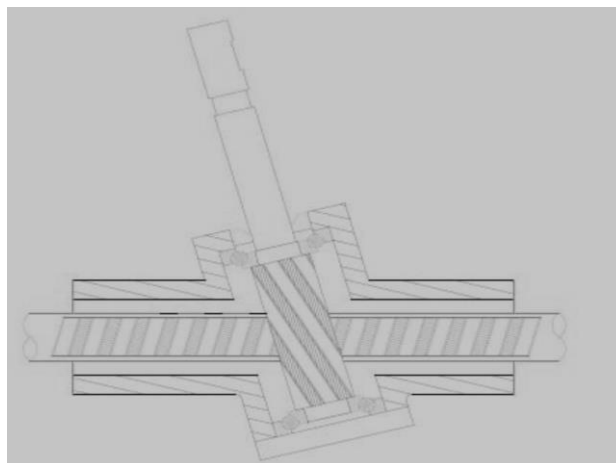


Figura 15. Piñón-cremallera con inclinación

La elección de esta clase de dirección para su estudio y posterior fabricación, se debe a su bajo peso, su sencilla manera de funcionar y su bajo coste. Es por ello, que se use en vehículos destinados a la competición en circuitos cerrados. Ya que proporcionan gran información al piloto sobre la pista, debido a que no posee mecanismos auxiliares que filtren lo que ocurre en el tren delantero, restando así feeling al piloto.

El monoplaza al tener propulsión trasera, el sistema de dirección se simplificará bastante, sobre todo a la hora de diseñar las manguetas y la disposición del conjunto

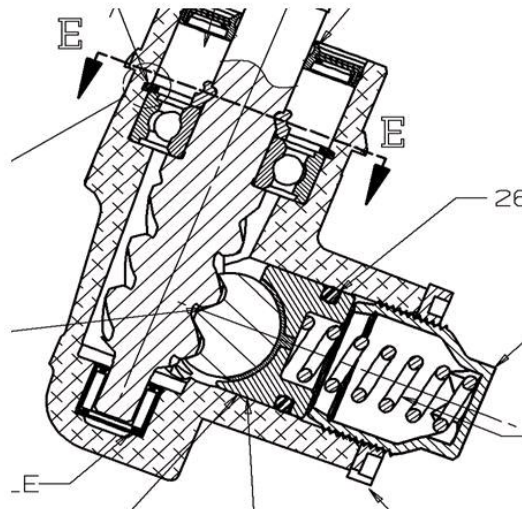


Figura 16. Vista lateral Piñón-cremallera

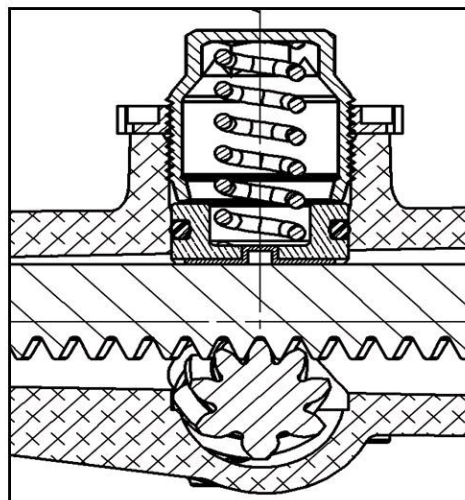


Figura 17. Vista frontal de la caja de dirección.

1.4.4.2 Tornillo sinfín

El tornillo sinfín, gira con el volante ya que está situado al otro extremo de la barra de la dirección y es solidaria con esta.

Existen varios tipos de mecanismo que utilizan el tornillo sinfín como elemento desmultiplicador, la diferencia está en el elemento que recoge el movimiento del sinfín.

El funcionamiento de estos mecanismos es el siguiente: el sin fin transmite el movimiento de rotación a un dispositivo de traslación que engrana con él. Este mecanismo comunica el giro a la palanca de mando que transmite el movimiento a las barras de acoplamiento por medio de las articulaciones.

1.4.4.2.1 Mecanismo de sinfín y tuerca:

El tornillo sin fin engrana con una tuerca de engrane directo que se desplaza longitudinalmente por el husillo del sin fin. El movimiento de la tuerca es comunicado al eje de mando por medio de una palanca solidaria al mismo.

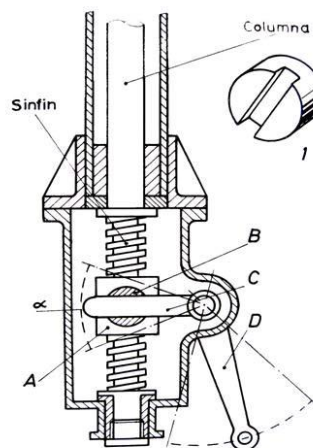


Figura 18

1.4.4.2.2 Mecanismo de sin fin y sector dentado:

El sinfín es cilíndrico con dientes helicoidales. El movimiento se transmite a la palanca de mando a través de un sector dentado de dientes helicoidales que engranan en toma constante con los del sin fin.

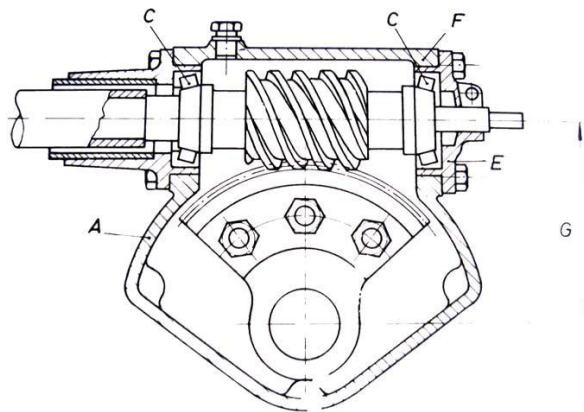


Figura 19. Sector dentado

1.4.4.2.3 Mecanismo de sinfín y rodillo:

En este caso es un rodillo el que toma el movimiento del tornillo sin fin. El sinfín esgloboide. Al girar el sin fin desplaza lateralmente al rodillo produciendo un desplazamiento angular en el eje de mando. De esta forma se elimina mucho rozamiento.

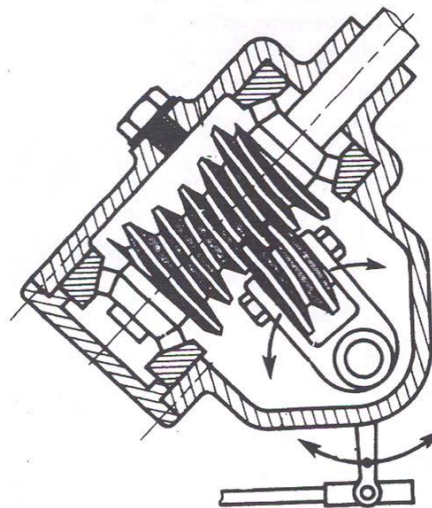


Figura 20. Rodillo

1.4.4.2.4 Mecanismo de sinfín y tuerca con hilera de bolas:

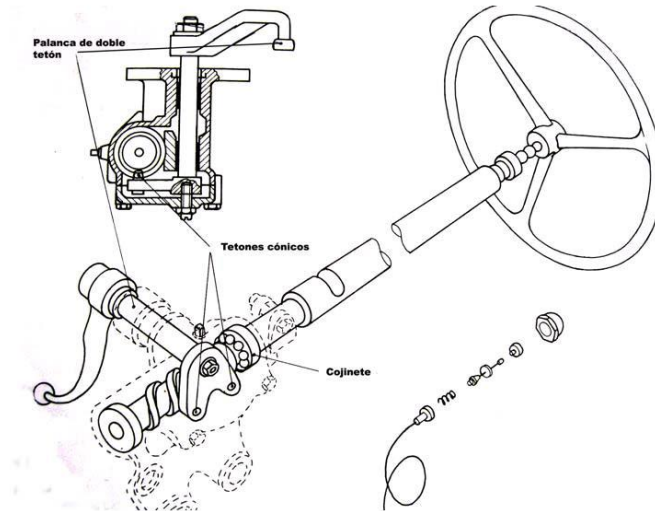


Figura 21. Por movimiento de bolas

Este sistema de bolas tiene unas de las más grandes ventajas entre las cajas de direcciones, una es su diseño compacto y la otra su bajo coeficiente de fricción. Esto significa que puede ser usado en vehículos pesados.

La columna de dirección está conectada a la caja de dirección mediante un espiral por el que circulan las bolas. Actúa como unos tornillos, siendo las bolas con su rotación las que hacen girar a la biela que transmitirá su movimiento a la palanca de mando.

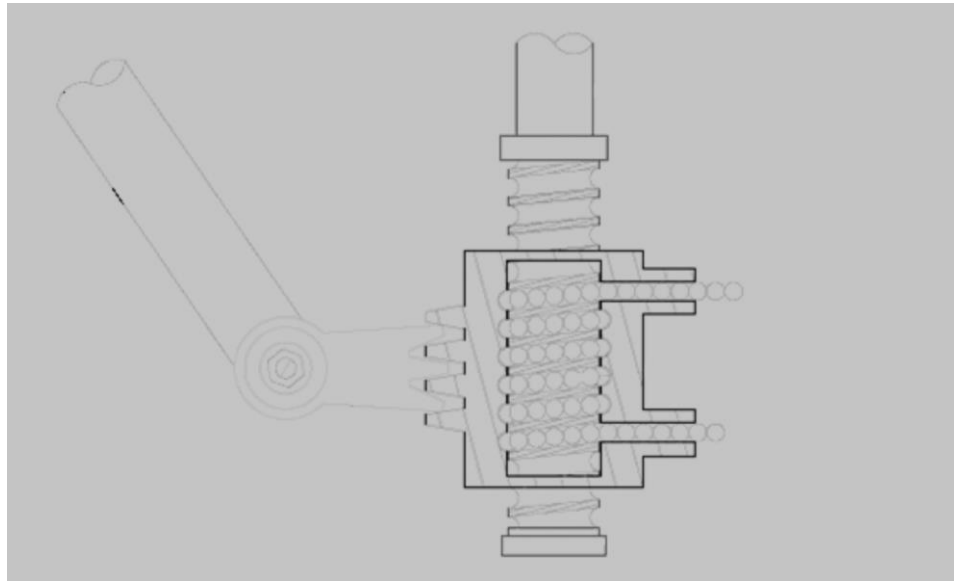


Figura 22 – Sistema de bolas

En estos mecanismos con tornillos sinfín, es el sector que desliza sobre él quién, hace oscilar el brazo de mando que tira o empuja la palanca de ataque que a su vez actuará sobre las manguetas, haciendo girar las ruedas.

1.4.5 Brazo de acoplamiento

En nuestro caso, sistema piñón-cremallera, son las barras que unen la cremallera con las palancas de las manguetas. La unión se hace por medio de rotulas, auxiliares en la cremallera y radiales en la palanca de la mangueta. El acoplamiento entre las rotulas y las bieletas es roscado de forma que se puede variar la distancia desde los extremos de la cremallera al extremo de las palancas de las manguetas. Luego se asegura el conjunto mediante el sistema de tuerca y contratuerca, actuando de tuerca la propia bieleta. Esto sirve para regular el paralelismo entre las ruedas.

Las bieletas deben ser de acero aleado ya que deberán aguantar los golpes que le lleguen desde las ruedas a través de la mangueta y las palancas de las manguetas

1.4.6. Rótulas

Estas permiten las oscilaciones que se van a producir debido tanto al movimiento de la dirección (el movimiento de la cremallera y el de las palancas de las manguetas no están en el mismo plano) como al efecto de la suspensión (las ruedas y con ellas las palancas de las manguetas, oscilan con la suspensión mientras que la cremallera esta unida rígidamente al chasis).

Las rotulas constan de tres partes esencialmente: una bola, un cojinete que se sitúa detrás de la bola y la carcasa para reducir el rozamiento y una carcasa que envuelve a los anteriores. La bola lleva acoplada una varilla roscada por la que se conecta a uno de los elementos a articular. El otro elemento se conecta a otra varilla roscada que sale de la carcasa.

1.4.7 Palanca de las manguetas

Son la última parte del cuadrilátero articulado. En su movimiento, las bieletas por medio de las rotulas, tiran o empujan los extremos de las palancas, lo que ocasiona que estas giren alrededor del pivote junto con la mangueta ya que ambas palanca y mangueta están unidas solidariamente y se produzca el giro de la rueda.

En nuestra pieza diseñada, esta palanca está integrada en la propia mangueta, dándole un ángulo determinado según el cuadrilátero de Ackermann,

1.4.8 Manguetas

Son las piezas que al girar alrededor del pivote hacen moverse a la rueda. Su forma en función de si el vehículo es de tracción delantera o trasera. Cuando el vehículo tiene tracción delantera la mangueta tiene un agujero en el centro por el que para el palier y que le sirve de guía. Si el vehículo es de tracción trasera la mangueta actúa como eje de la rueda.

Estas piezas deben ser muy rígidas para soportar los golpes a los que se verán sometidos en su funcionamiento, que en ocasiones serán extremadamente violentos, sin deformarse pero a la vez lo suficientemente tenaces para no romperse debido a su fragilidad.

1.4.9 Pivote

El pivote es el eje de rotación del conjunto palanca de la mangueta, mangueta y rueda y además el nexo de unión de la rueda con la suspensión y el chasis.

Esta pieza va cementada y rectificada para facilitar el giro de la mangueta alrededor de su soporte. El pivote se ve sometido a fuerza cortante pura que en ocasiones alcanzan valores importantes lo que obliga a fabricarlo en acero de buena calidad.

El eje delantero del monoplaza se engloba como independiente, suspensión, mangueta.

Según con el tipo de suspensión que se fabrique el automóvil, será más adecuado el uso de un mecanismo de dirección u otro. En el caso que nos abarca, un monoplaza de competición, en el cual la resistencia al avance debe ser disminuido todo lo posible, el sistema de suspensión queda limitado a una estructura de brazos triangulares, quedando la mayor parte de los componentes de la misma acoplados al chasis y englobados en la carrocería de fibra, la cual hace que el aire fluya a través del monoplaza, logrando cargar de manera óptima a la vez que logra centrar todo el peso alrededor del eje de rotación del vehículo

1.5 CONDICIONES CINEMÁTICAS

Si se observa a un coche inscrito en curva veremos que para que el giro se haga correctamente la rueda que va por dentro de la curva debe girar más que la que va por fuera, ya que como es obvio el radio de giro es más pequeño por dentro de la curva que por fuera, por lo que tendrá que recorrer menor distancia que la externa.

Por su parte las ruedas traseras se adaptan a la diferencia de recorrido en las curvas gracias al diferencial; pero como siempre permanecen paralelas entre sí, resbalan un poco sobre su trayectoria, ya que no pueden abrirse una más que la otra. Es por ello que los neumáticos “cantan” en los virajes cerrados tomados deprisa y, si el piso es resbaladizo se puede iniciar el patinazo por disminución de la adherencia en ese momento.

Para que el trazado de la curva se haga con exactitud se debe cumplir que la prolongación del eje de cada una de las ruedas se corte con los demás en un mismo punto, por tanto la prolongación de los ejes de las ruedas delanteras se debe cortar en la prolongación del eje trasero.

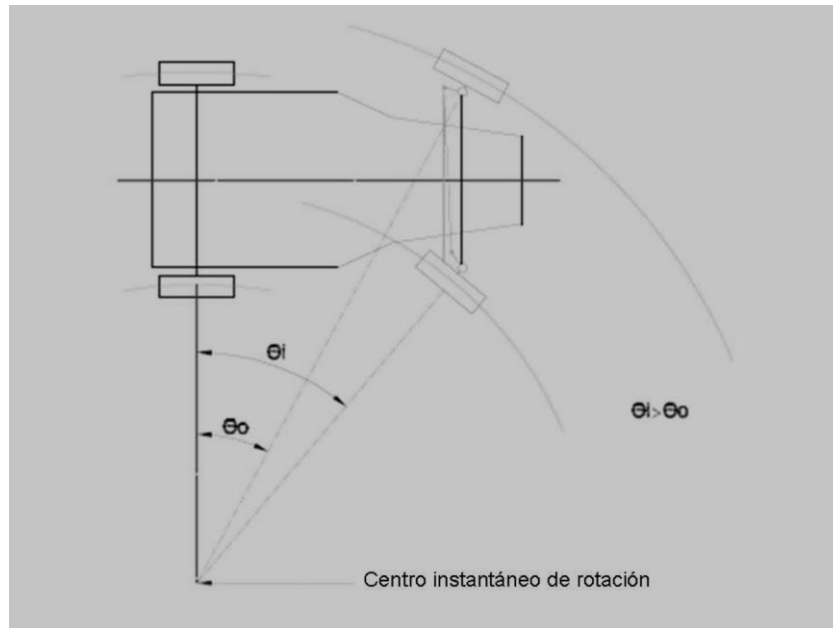


Figura 23 – Centro de rotación

Para conseguirlo se utiliza el cuadrilátero articulado que en realidad es un trapecio articulado, ya que tiene dos lados paralelos, uno, la barra de acoplamiento, es más corto que el otro que es el eje delantero y dos lados iguales en longitud pero no paralelos, que constituyen las palancas de las manguetas. La parte fija del cuadrilátero es el eje delantero.

Los estudios realizados por Jeantaud determinaron que para que el centro de giro de todas las ruedas sea el mismo las prolongaciones de las palancas de las manguetas deben cortarse sobre el centro del eje trasero. No es necesario que la barra de acoplamiento este situado por detrás del eje delantero, pueda estar situada delante; en este caso la barra acoplamiento tendría mayor longitud que el eje delantero.

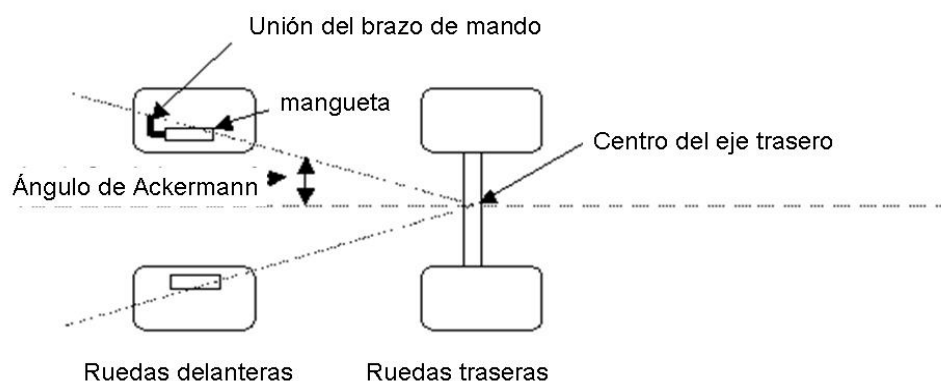


Figura 24 – Cuadrilátero Ackermann

Considerando el rectángulo ABCD cuya base es la distancia $2a$ existente entre los pivotes (en atención al efecto de la caída y de la salida, la distancia $2a$ puede tomarse igual a la vía), y cuya altura es la batalla e del vehículo. La perpendicular al plano de la rueda de la derecha, orientada según un ángulo α , corta la prolongación del eje no director CD en el punto I. Para que el punto I sea centro instantáneo de rotación, es necesario que el plano de la rueda de la izquierda sea perpendicular a AI, o sea, que esta rueda gire un ángulo β .

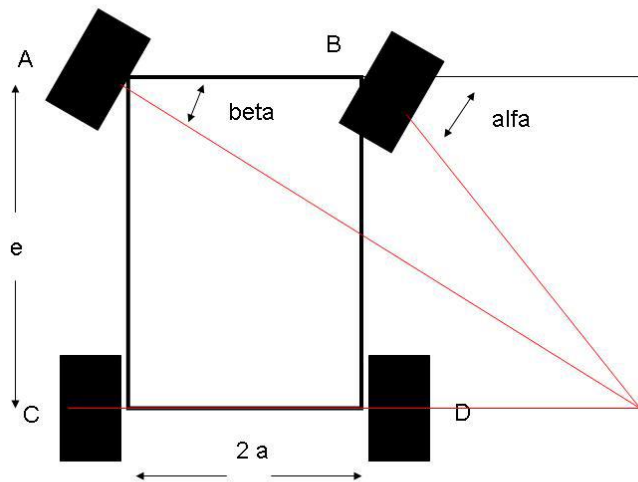


Figura 25 – Geometría del cuadrilátero

Determinemos la relación teórica (sin tener en cuenta la deriva) que debe de existir entre los ángulos α y β y los datos $2a$ y e .

En los triángulos rectángulos ACI y BDI se tiene:

$$e = \tan(\beta) \cdot (2a + DI)$$

$$e = \tan(\alpha) \cdot (2a + DI)$$

Eliminando DI entre estas dos igualdades y sustituyendo $\tan(\alpha)$ y $\tan(\beta)$ respectivamente por $1/\cot(\alpha)$ y $1/\cot(\beta)$ se obtiene:

$$\cot(\beta) - \cot(\alpha) = \frac{2a}{e}$$

Ecuación que permite para un vehículo determinado calcular para cualquier valor de alfa, el valor de beta que teóricamente debe corresponderle.

Construyamos un rectángulo de base $2a$ y de altura e .

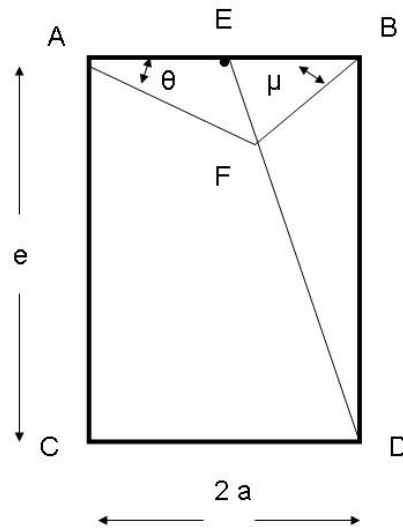


Figura 26. Viraje a derecha

Sea E el punto medio de AB y trazamos la recta ED. Consideremos en B un ángulo μ y trazamos la recta AF, la cual formara en A un ángulo θ . Los ángulos μ y θ satisfacen la relación:

$$FI = AI \cdot \tan(\theta)$$

$$FI = BI \cdot \tan(\eta)$$

$$\frac{FI}{AI} = \tan(\theta)$$

$$\frac{FI}{BI} = \tan(\eta)$$

$$\cot(\theta) = \frac{AI}{FI}$$

$$\cot(\eta) = \frac{BI}{FI}$$

$$\cot(\theta) - \cot(\eta) = \frac{(AI - BI)}{FI} = \frac{2EI}{FI}$$

Consideremos los triángulos semejantes EFI y EDB.

Tenemos $EI/FI = EB/BD$

Luego

$$\cot(\theta) - \cot(\eta) = \frac{2EB}{BD} = \frac{2a}{e}$$

Luego para obtener gráficamente los ángulos de orientación teóricos exactos, es suficiente construir un rectángulo cuya base se la distancia $2a$ entre los ejes de giro o pivotes y como altura la distancia entre ejes o batalla e , para trazar luego la recta DE que une el centro de la base AB con un vértice inferior del rectángulo. Las rectas que unen los puntos A y B con un punto F cualquiera de DE determinan dos ángulos de orientación correcto α y β para un viraje a la derecha.

Considerando la recta EC , se obtienen los ángulos de orientación para un viraje a la izquierda.

Las rectas ED y EC son la representación gráfica de la relación teórica que debe de existir entre la distancia entre los ejes de giro o pivotes, la batalla y los ángulos de orientación de las ruedas.

La solución dada por Jeantaud solo permite obtener un resultado satisfactorio para todos los ángulos de orientación, a condición de que la longitud R de las palancas de acoplamiento y el ángulo γ que forman estas palancas con el eje, sean adecuadamente elegidos.

Para saber la longitud R que corresponde a un ángulo γ , es suficiente construir el rectángulo $ABCD$ cuya base es $2a$ entre los ejes de giro o pivotes y como altura la batalla e , para trazar luego a partir de un vértice A por ejemplo, una recta que forme un ángulo γ con la base AB .

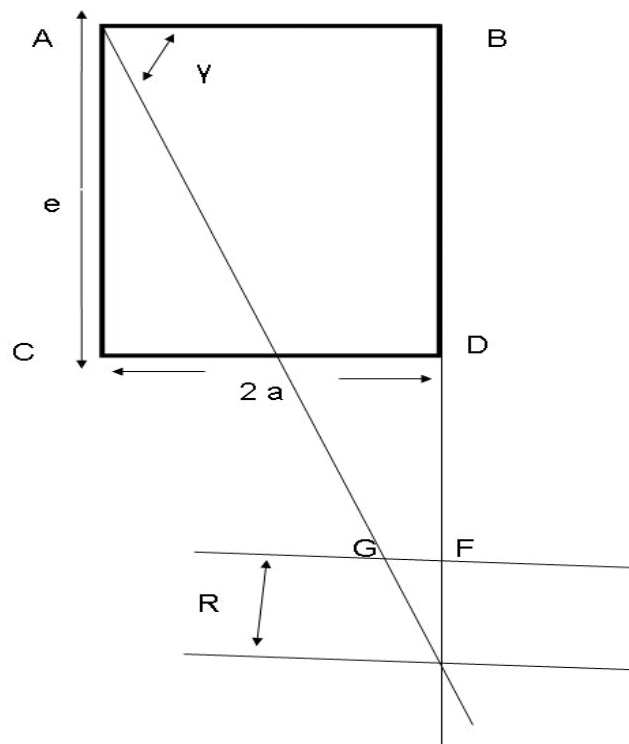


Figura 27 – Calculo de ángulo

La longitud R de la palanca de acoplamiento correspondiente al ángulo gamma es igual a $HE/2$ o GE.

Como ya hemos visto la relación entre los elementos del trapecio de Jeanaud es la siguiente: supongamos que la mangueta de la rueda de la derecha experimenta una rotación alfa. Si la condición de centro instantáneo de rotación se satisface rigurosamente, la rueda de la izquierda debe girar un ángulo beta según:

$$\cot(\beta) - \cot(\alpha) = \frac{2a}{e}$$

Y los puntos D y C deberían de pasar a D' y C'. figura 4

En la práctica las cosas ocurren de distinta manera. Debido a la acción de una rotación de alfa de la rueda derecha, el punto D pasa a D' y C a C', es decir, a la intersección de dos

circunferencias: la primera descrita desde A como centro con AC como radio y la segundo desde D' como centro de DC como radio. Si el ángulo C'' AC es diferente de beta, existe un centro instantáneo de rotación para cada rueda, puesto que la condición

$$\cot(\beta) - \cot(\alpha) = \frac{2a}{e}$$

Ya no se cumple.

La aproximación de la solución adoptada puede estar caracterizada para cada ángulo alfa: por la diferencia entre el ángulo beta teórico y el ángulo C''AC real que nunca debe sobrepasar los 2°.

Por la diferencia II' que separa los centros instantáneos de rotación

Por la diferencia entre las longitudes CD y C'D'.

La precisión de una dirección se ve en su curva de error, que es la curva en la que están situados todos los centros de rotación de las ruedas delanteras, es decir, el lugar en el que se cortan las prolongaciones de sus respectivos ejes. Para establecer un modelo de comparación esta curva se dibuja junto con la prolongación del eje trasero que es la curva a la que se tiene que aproximar la curva de error.

Ahora vamos a determinar los ángulos alfa y beta que debe girar cada rueda para conseguir el radio de giro mínimo que queremos que tenga nuestro vehículo.

Partimos del radio R, de la batalla e y de la vía delantera 2 a.

$$R = \frac{e}{\sin(\alpha)}$$

$$\alpha = \arcsin \frac{e}{R}$$

Y de la expresión:

$$\cot(\beta) - \cot(\alpha) = \frac{2a}{e}$$

Sale que:

$$\beta = \arctan \left(\frac{1}{\cot(\alpha) - \frac{2a}{e}} \right)$$

Determinación de dimensiones de batalla y vías

Como se vio en el apartado de Transferencia de cargas, la batalla y la vía son factores que determinan cuánta carga vertical tendrá aplicada cada rueda durante las distintas maniobras en el seno de una competición. Como se indicó, esto determinará el agarre disponible y, por tanto, el comportamiento del coche.

Si bien ambas dimensiones son importantes, la dificultad que entraña su cálculo es alta, prefiriéndose recurrir a métodos empíricos o estadísticos. Los cálculos numéricos no pierden su valor, ya que crearán unos rangos dentro de los cuales limitaremos nuestro espacio de prueba e iteración.

Se trata de un ejercicio recurrente, en el que necesitaremos conocer datos sobre las características de los neumáticos bajo diferentes cargas, pero a la vez necesitaremos conocer las cargas producidas por esos neumáticos.

En el caso específico de los *Fórmula S.A.E.*, por las características especiales de sus circuitos, la mayoría de los equipos optan por reducir la batalla lo máximo posible, para dotar al monoplaza de reacciones vivas y nerviosas. Buscando la batalla más corta posible, nos encontramos con la primera complicación. Esta no es otra que el hecho de que la dimensión longitudinal del vehículo viene muy condicionada por la disposición de los elementos fundamentales del monoplaza, como son (de delante a atrás) el piloto, el motor y la transmisión. Con esto queda definida la mínima batalla, que será la que adoptaremos para el vehículo.

En el caso de las vías delantera y trasera, la complejidad va más allá, porque, aunque también se ven condicionadas por las dimensiones de otros elementos, esto ocurre en mucha menor medida que para el caso precedente. Las consideraciones que habremos de tener para la determinación del ancho de vía podrían ser las siguientes:

Ancho de vía menor:

- Facilidad de circulación entre los límites impuestos por el circuito de la competición
- Menor capacidad de aceleración lateral en ese tren
- Mayor generación de calor en el neumático exterior a la curva
- Situación del centro de balanceo (*roll center*) más alto, con los inconvenientes que se verán en el apartado de Suspensión

Ancho de vía mayor:

-Menor facilidad de circulación por zonas estrechas del circuito

Más capacidad de aceleración lateral en ese tren

-Menor generación de calor en el neumático exterior (mejor reparto de temperaturas exterior-interior)

-Centro de balanceo más bajo

El hecho de que los neumáticos trabajen de forma óptima dentro de un rango muy estrecho de temperaturas, hace que la selección del ancho de vía se complique aún más. Una vía estrecha puede generar demasiado calor en la rueda exterior; tanto que el compuesto no rinda como de él se espera. Por contra, una vía muy ancha reduce las temperaturas del neumático exterior, pudiéndose llegar al mismo caso anterior: que el compuesto trabaje fuera de su rango óptimo de funcionamiento. Si bien la mejor forma de abordar este puzle es probando en pista diferentes anchos de vía, se puede hacer una estimación previa mediante las llamadas “curvas del neumático”. En ellas, los diferentes fabricantes proporcionan datos, entre otras cosas, sobre el comportamiento del neumático bajo diferentes cargas, ángulos de deriva, capacidad de fuerza lateral, rigideces...

Con ellas, se está en disposición de aproximar los valores de carga necesarios para alcanzar el óptimo coeficiente de rozamiento. Con los valores de carga se puede estimar la transferencia lateral de carga adecuada y, finalmente, el ancho de vía que proporcione dicha transferencia.

Como puede adivinar el lector, estas estimaciones olvidan los efectos del balanceo, el cabeceo o cualquier otro factor que añada complejidad al asunto, ya de por sí difícil.

A todo lo anterior, se suma la limitación que la organización de la *Fórmula S.A.E.* impone a los vehículos participantes: el producto de la batalla por el promedio de las vías ha de ser menor o igual a 0,36. Expresado en términos matemáticos:

$$l \cdot \left(\frac{b_a + b_t}{2} \right) \leq 0.36$$

Siendo l la dimensión de la batalla, b_a y b_t las vías delantera y trasera, respectivamente.

1.6 COTAS

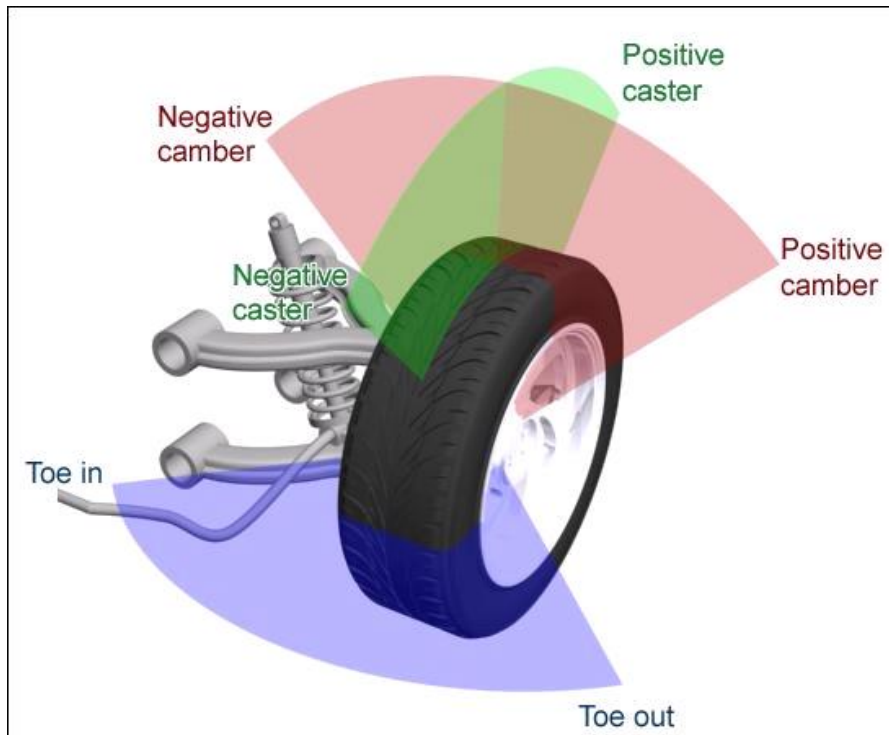


Figura 28 – Cotas de la mangueta

1.6.1 Ángulo de inclinación o salida

Es el ángulo que forma la prolongación del eje del pivote sobre el que gira la rueda con la prolongación del eje vertical que pasa por el centro de apoyo de la rueda. Este ángulo suele valer entre los 4° y los 9° según los vehículos, siendo en la mayoría de los casos de 6° a 7°. Esta disposición del pivote hace que se disminuya el esfuerzo que hay que aplicar para orientar las ruedas.

Si el pivote y el eje vertical de las ruedas fuesen paralelos, el esfuerzo a realizar se determinaría por el par resistente: $C = Fr \cdot d$

C = par resistente a realizar en Kpm

Fr = resistencia a la rodadura

D = brazo del par

Por eso intentamos reducir al máximo este par resistente disminuyendo la distancia d .

Normalmente la distancia d aunque pequeña, existe y además es conveniente que exista un determinado aunque pequeño par resistente que proporcione una mayor estabilidad a la dirección, pues si por irregularidades del terreno, la rueda tiende a desorientarse se le oponen un par resistente que tiende a oponerse.

Por otro lado, el ángulo de salida produce una cierta tendencia a volver la dirección a la línea recta. Este ángulo de salida, al combinarlo con el avance, da lugar, a que al girar se levante un poco el vehículo, en la parte delantera, en la rueda interior de la curva, cuando el avance es positivo o de la exterior cuando es negativo.

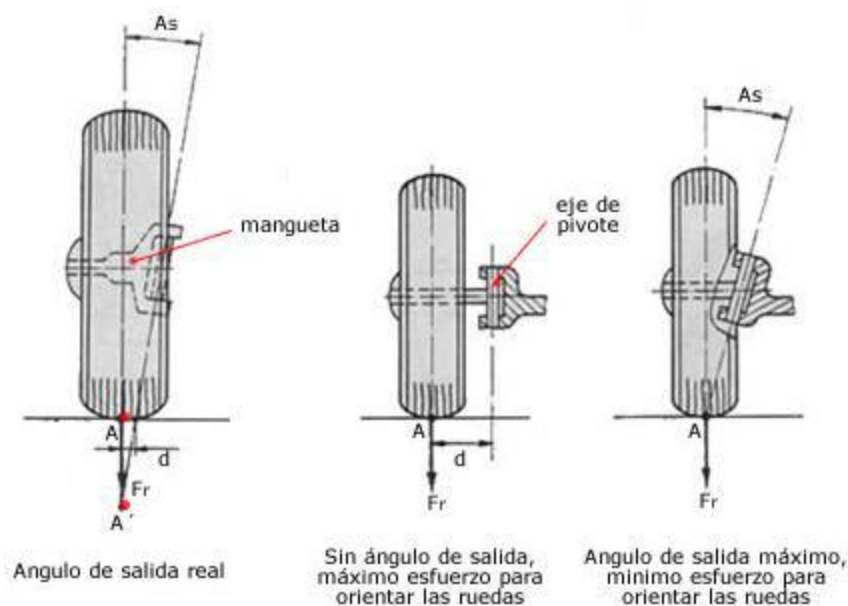


Figura 29. Ángulo de salida y sus efectos sobre la orientación de las ruedas

1.6.2. Ángulo de caída

Es el ángulo que forma la prolongación del eje de giro de la rueda con el eje vertical que pasa por el centro de apoyo de la rueda o dicho de otra forma la inclinación de la rueda respecto al plano de la calzada.

Es pues la inclinación que se observa en las ruedas cuando se mira por delante un vehículo, estando las ruedas en la posición correspondiente a la marcha en línea recta.

Si la rueda está inclinada por su parte superior hacia fuera, la caída es positiva, en el caso en que la inclinación de la parte superior fuera hacia dentro, la caída es negativa.

En la actualidad la mayoría de los automóviles en sus ruedas directrices, tienen una ligera caída positiva entre 30' y 1°.

Este ángulo de caída se consigue dando al eje de la mangueta una cierta inclinación con respecto a la horizontal. Tiene como objeto desplazar el peso del vehículo que gravita sobre este eje, hacia el interior de la mangueta, disminuyendo así el empuje lateral de los rodamientos sobre los que apoya la rueda.

La mangueta está sometida a esfuerzos de flexión equivalentes al peso que sobre ella gravita (P) por su brazo de palanca (L) obteniendo un momento resultante: $M=P*L$

Al inclinar la rueda se desplaza el punto de reacción (A') hacia el pivote con lo cual el brazo de palanca es ahora menor ($L'<L$) y por tanto lo es el esfuerzo a que están sometidos los rodamientos de la mangueta.

El hecho de variar el ángulo de caída influye sobre el de salida. El aumentar el ángulo de caída hace disminuir el de salida y viceversa.

Una caída excesiva tiene gran importancia en el desgaste de los neumáticos la caída es positiva el borde exterior de los neumáticos se desgasta rápidamente. Una caída negativa produce el mismo efecto sobre el borde inferior.

La caída ocasiona también un desplazamiento lateral. Si la caída es positiva, un punto cualquiera del neumático se aproxima en su recorrido descendente al plano medio longitudinal y se aleja en su recorrido ascendente. Esto da lugar a una sollicitación lateral continua que no siempre es absorbida por la deformación del neumático y es susceptible de producir un desgaste en el mismo. Cuando mayores son la sección y la superficie de contacto del neumático con el suelo más importantes son los deslizamientos. Actualmente con el empleo de ángulos de caída muy próximos a ceros, se beneficia también enormemente la duración de los neumáticos.

Por otro lado, cuando los vehículos tienen suspensiones independientes, hace que estas al ceder articulen sobre la mangueta de tal forma que la caída positiva torne en negativa, consiguiéndose de esta forma una mejor adherencia en curva, pues al cargarse más la rueda exterior de la curva por influencia de la fuerza centrífuga, queda beneficiada la adherencia (la rueda interior de la curva por su parte, también adopta el ángulo de caída más favorable, contribuyendo igualmente a la estabilidad en curvas).

El ángulo de caída al igual que el de avance, pero de manera distinta dota a la dirección de una tendencia a mantener la línea recta por el denominado efecto cono, de las circunferencias externas e internas respectivas del neumático, ya que giran a distinta velocidad por pertenecer claramente a circunferencias de distinto diámetro, lo cual da lugar a una tendencia a seguir el camino que describiría un cono al rodar sobre una superficie plana.

Como esta tendencia se produce en cada una de sus ruedas directrices, en ellas se producen sendas fuerzas que tienden a abrir las ruedas y dar estabilidad a la dirección.

Por supuesto para que las dos fuerzas sean iguales y el vehículo mantenga la línea recta, es necesario que sea idéntico el Angulo de caída en ambos lados.

El ángulo de caída total es la suma de los ángulos de salida más el de caída, es decir, el ángulo formado por el eje longitudinal de la rueda y la prolongación del eje del pivote.

Este ángulo no se puede variar si o es doblando la mangueta, que solo puede alternarse por un gran golpe y sería necesario cambiar la mangueta si este ángulo hubiese variado.

Se llama radio de dirección (o brazo de palanca de rueda, o brazo de reacción) a la cota que viene determinada por la distancia D que en resumidas cuentas es un radio de giro de la rueda que se desplaza sobre el suelo a la vez que gira.

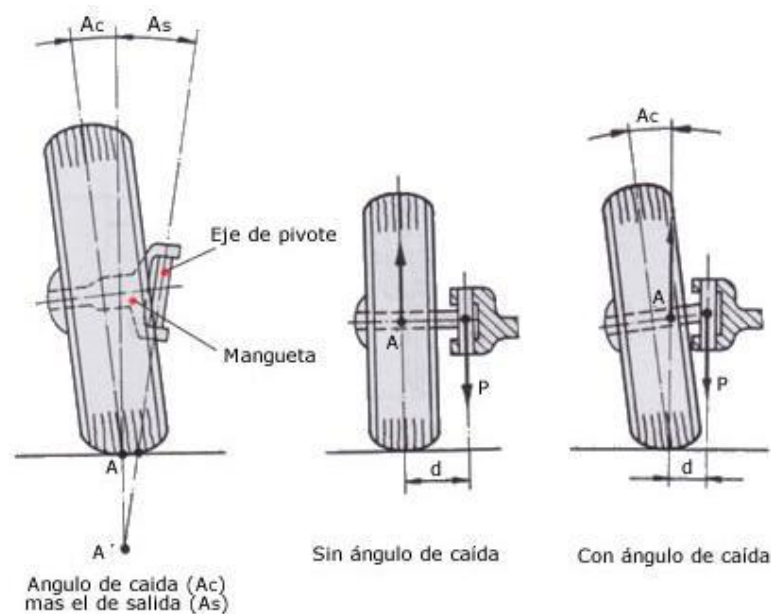


Figura 30. Ángulo de caída y sus efectos sobre la orientación de las ruedas

1.6.3. Ángulo de convergencia

Es el ángulo que forman las prolongaciones de los ejes longitudinales de los neumáticos, tanto delanteros como traseros, con el eje longitudinal del coche. Se mide en la parte más adelantada de los neumáticos en el sentido de la marcha y se puede expresar como parcial, si es desde el neumático hasta el eje longitudinal del coche; o total, si es de neumático a neumático.

La configuración del coche en cuanto al tipo de tracción también define, salvo en casos especiales, el ángulo de apertura o cierre del tren delantero. Debido a la forma en la que las fuerzas llegan a las ruedas, una tracción trasera tiende a abrir el tren delantero, mientras que una tracción delantera hace lo contrario.

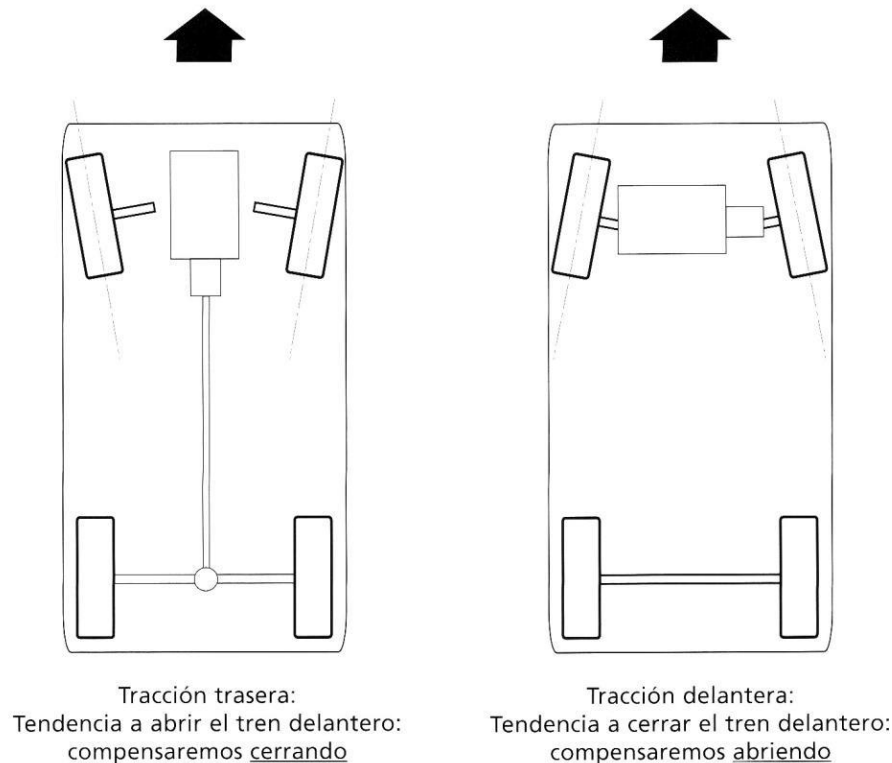


Figura 31. Efecto del tipo de tracción sobre la convergencia de las ruedas delanteras

Toda fuerza longitudinal tiene como efecto el solicitar las articulaciones del dispositivo de dirección y tiende a modificar la orientación de las ruedas. Esto se corrige mediante la convergencia.

Las ruedas de un vehículo tienen convergencia positiva cuando, visto por encima el tren delantero, se comprueba que A es mayor que B. Si A es menor que B, se dice que la convergencia es negativa.

Cuando las ruedas son únicamente directrices, la fuerza longitudinal, debida a la resistencia a la rodadura, está dirigida hacia atrás y tiende a abrir las ruedas.

Por el contrario, si las ruedas directrices son al mismo tiempo motrices, la fuerza longitudinal que es igual a la diferencia entre los esfuerzos de tracción y la resistencia a la rodadura, tiende a cerrar las ruedas cuando esta diferencia es positiva.

Como la resistencia a la rodadura varía poco con la velocidad es posible dar a las ruedas, únicamente directrices, una convergencia correcta y aceptable para las diferentes cargas soportadas por las ruedas directrices. Por el contrario, al ser el esfuerzo de tracción

esencialmente variable, la convergencia de las ruedas motrices será siempre una solución estimada.

Según hemos visto, la caída necesita una convergencia de las ruedas. De ello resulta que la convergencia total es la suma algebraica de la convergencia necesaria para tener en cuenta el efecto de las fuerzas longitudinales y de la caída.

Luego si las ruedas son únicamente directrices y su caída es positiva, la convergencia debe de ser positiva, si las ruedas son directrices y motrices y la caída es negativa, la convergencia debe de ser negativa; por ultimo si las ruedas son motrices y la caída es positiva, la convergencia puede ser negativa o positiva.

La convergencia se obtiene modificando la longitud de la barra de acoplamiento, lo cual significa una modificación del trapecio de Jeantaud puesto que, en la posición de parado, las manguetas no son ya perpendiculares al plano medido de longitud del vehículo.

Es por tanto, conveniente que la convergencia sea lo más débil posible.

1.6.4. Ángulo de avance

Es el ángulo que forma la prolongación del eje del pivote con la vertical que pasa por el centro de la rueda y en el sentido de avance de la misma.

Cuando el pivote está inclinado de tal manera que su proyección sobre el suelo encuentre a este antes del punto teórico de contacto de los neumáticos con él, el avance es positivo. Si la proyección se encontrase por detrás del punto teórico de contacto (en el sentido de la marcha) el avance es negativo. Lo más general es que sea positivo, no dándose casos de avance negativo más que prácticamente en coches pesado.

En los vehículos de eje normal el avance se obtiene inclinando la totalidad del eje, interponiendo cuñas entre el mismo y los resortes. En los vehículos de suspensión independientes, el avance generalmente se obtiene deslizando el ojal superior del porta manguetas.

No hay que confundir el avance con el fenómeno de avance. Este último tiene por finalidad estabilizar el vehículo sobre una trayectoria rectilínea y el avance es un medio utilizado para obtener, totalmente o en parte, el efecto de avance deseado.

Si las ruedas directrices son al mismo tiempo motrices, el problema es mucho más complicado, puesto que las fuerzas longitudinales que se desarrollan en la zona de contacto del neumático con el suelo pueden estar dirigidas hacia delante o hacia atrás y las ruedas pueden ejercer la acción de tiro sobre el vehículo o ser empujadas por este.

Cuando el empuje del vehículo se realiza desde las ruedas trasera (propulsión), el eje delantero es empujado hacia atrás, lo que supone una inestabilidad en la dirección. Esto desaparece dando al pivote un cierto ángulo de avance.

En automóviles europeos el avance oscila entre los 3° aumentando un poco más en los de tipo cremallera, a fin de aumentar la irreversibilidad y compensar la desventaja frente a los de sin fin.

El avance se puede conseguir también por otro procedimiento. Haciendo que el pivote de dirección quede por delante de la vertical del eje de la rueda. En ambas disposiciones la rueda es arrastrada con esto produce como hemos visto, una estabilización de las ruedas directoras. Hay que tener en cuenta aquí, también los efectos del radio de dirección y de la inclinación o ángulo de salida, porque este no está como en la bicicleta, (en el plano de la rueda) si no que lateralmente respecto a éste. La magnitud de avance tiene que deducirse de las condiciones dadas. Por esta razón es para los distintos fabricantes y tipos de fabricación un valor distinto.

En el caso del avance por disposición del pivote de dirección colocado delante del eje de las ruedas, no actúan nada más que las fuerzas de retroceso debidas al ángulo de salida de los pivotes.

El efecto de avance está íntimamente ligado con la inclinación o caída. Si la inclinación es importante se puede incluso estar obligado a dar un avance negativo para reducir el efecto de reposición. Son numerosos los vehículos modernos que cuando están parados tienen un avance negativo.

Si el eje del pivote está inclinado en el sentido longitudinal, cualquier punto de la mangueta se desplaza en un plano perpendicular a este eje y en el caso de un viraje tiende a aproximarse o a separarse del suelo según el sentido del avance.

El efecto de avance, cualquiera que sea su origen no puede ser demasiado importante, pues aumenta el esfuerzo de giro. Por otra parte si el avance es demasiado intenso, el retorno de la rueda se hace a una velocidad demasiado grande y puede dar lugar a que sea sobrepasada la posición normal y a que se engendren oscilaciones.

El avance puede obtenerse igualmente mediante una mangueta desviada, cuyo eje no corte al del pivote.

1.6.5. Efectos de deriva

Cuando un vehículo toma una curva a pequeña velocidad, la trayectoria de las ruedas es la marcada por el conductor en el mecanismo de la dirección, pues no intervienen fuerza externas y las pequeñas variaciones de trayectoria debidas a la disposición de la geometría de la dirección quedan absorbidas por la elasticidad de los neumáticos; pero cuando este mismo vehículo toma la curva a mayor velocidad, la trayectoria seguida queda modificada por la acción de fuerzas perturbadoras debidas a la velocidad, empuje del motor, resistencia del avance, etc.

Todo neumático es susceptible de desplazarse sin deslizamiento aparente, en una dirección que forma un determinado ángulo con la perpendicular a su eje de rotación.

Este fenómeno, denominado deriva, es debido a la deformación que sufre la banda de rodadura y los flancos del neumático, cuando se ve solicitado por esfuerzos transversales a la marcha.

Debido a este retorcimiento de la superficie de contacto del neumático con el suelo, se comprende que la trayectoria del vehículo en las curvas quedara alterada más o menos según la deriva del neumático. Cuanto mayor es la rigidez de la construcción del neumático más fuerza se debe aplicar para que se deforme, y por tanto menor deriva tendrá, lo que hará que se mantenga más en la trayectoria impuesta por el sistema de dirección.

1.7. COLUMNA DE DIRECCIÓN

1.7.1. Introducción

1.7.1.1. Cálculo de Solicitaciones

Tracción

Se representa cuando sobre un elemento actúan dos fuerzas iguales pero de sentido contrario que tienden a alargar el material. Para tener únicamente tracción, el esfuerzo debe situarse en el centro de gravedad de la sección.

Las tensiones se estudian en el sentido de corte. Si cortamos una sección perpendicular al esfuerzo a una distancia x y lo separamos del resto, el esfuerzo P nos dará tensiones σ . Suponemos que las tensiones son uniformes, es decir, iguales en todos los puntos de la sección:

$$\int \sigma \cdot dA = \sigma \cdot A = P, \text{ luego } \sigma = \frac{P}{A}$$

Por convenio se considera que la tracción es positiva

Las deformaciones se deducen a partir de las siguientes expresiones:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon$$

$$\varepsilon = \frac{\delta}{L}$$

$$\text{Luego, } \sigma = \frac{P}{A} = E \cdot \frac{\delta}{L} \rightarrow \delta = \frac{P \cdot L}{E \cdot A}$$

Flexión simple: cortadura y flexión

Es una sollicitación sobre una sección que combina un momento flector y un esfuerzo cortante contenido en dicha sección.

Ejemplos de flexión simple son los siguientes

Vigas cargadas con cargas repartidas variables

Vigas cargadas con cargas repartidas constantes

$$M = q \frac{L}{2} x - q \frac{x}{2} x = q \frac{x}{2} (L - x)$$

$$T = q(L - x) - q \frac{L}{2} = q \left(\frac{L}{2} - x \right)$$

Se define la cara positiva aquella en la que el eje X sale de la cara. El convenio de signos para momentos y esfuerzos cortantes F_v

Existe una relación entre esfuerzos cortantes y momentos flectores

Puesto que la viga está en equilibrio se verifica:

$$\sum F_v = 0 \rightarrow -T + T + dT + qdx = 0 \rightarrow \frac{dT}{dx} = -q$$

$$\sum M_a = 0 \rightarrow -(M + dM) + qdx \frac{dx}{2} + M + (T + dT) = 0 \rightarrow \frac{dM}{dx} = T$$

Las conclusiones que se derivan de este desarrollo son:

- Si existe un esfuerzo cortante, se produce variación del momento flector
- En los puntos donde $q=0$ se produce el valor máximo o mínimo del esfuerzo cortante T
- En los puntos donde $T=0$ se produce el valor máximo o mínimo del momento flector M

Torsión

Cualquier vector colineal con un eje geométrico de un elemento mecánico se denomina torsor. Consideremos las siguientes hipótesis:

- Sobre el cilindro actúa un torsor puro (mismo momento torsor que en cualquier sección), y las secciones transversales analizadas están lejos de cambio de sección y lejos de punto de aplicación de carga
- Secciones transversales planas y paralelas antes de aplicación del torsor permanecen así después de torsión, y líneas rectas permanecen rectas.
- Se cumple la ley de Hooke

Considérese un cilindro empotrado sometido a un momento torsor. Sobre un elemento dx a una distancia ρ del eje X , el torsor provoca una deformación angular γ tal que $\tau = G \times \gamma$

Por otro lado, asumiendo el régimen elástico lineal, las deformaciones se asumen pequeñas, y por lo tanto:

$$\tan(\gamma) = \gamma = \frac{\rho \cdot \theta}{L}$$

Y sustituyendo esta expresión en la ecuación de elasticidad perfecta:

$$\tau = G \cdot \frac{\rho \cdot \theta}{L}$$

Tomando una sección cualquiera del cilindro:

$$dT = \rho \cdot dF = \rho \cdot \tau \cdot dA$$

E integrando,

$$T = \int_A \rho \cdot dF = \int_A \rho \cdot \tau \cdot dA = \int_A \rho \cdot G \cdot \frac{\rho \cdot \theta}{L} \cdot dA = G \cdot \frac{\theta}{L} \int_A \rho^2 \cdot dA = G \cdot \frac{\theta}{L} \cdot I_p$$

Donde I_p se define como el momento polar de inercia

Y despejando el ángulo de giro

$$\theta = \frac{T \cdot L}{G \cdot I_p}$$

Con lo que la expresión se reescribe

$$\tau = \frac{T \cdot \rho}{I_p}$$

Las conclusiones que se derivan son:

- El ángulo máximo de giro θ se produce en el extremo del cilindro, y en la sección empotrada el ángulo de giro es nulo (definición de empotramiento).
- La tensión a cortadura máxima se produce en la periferia del cilindro, $\rho = R$, luego $\tau(R) = \frac{T \cdot R}{I_p}$. En el eje del cilindro $\rho = 0$, luego $\tau(0) = 0$

I_p se define como el momento polar de inercia:

- En secciones macizas: $I_p = \frac{T \cdot R}{32}$
- En secciones huecas: $I_p = \frac{\pi \cdot (D_{ext}^4 - D_{int}^4)}{32}$

En barras no circulares, el cálculo a torsión resulta difícil, por lo que se emplea el método de elementos finitos. La fórmula aproximada para calcular la tensión a cortadura máxima en una sección rectangular de ancho w y espesor t (se considera la dimensión más corta) se presenta a continuación:

$$\tau_{max} = \frac{T}{w \cdot t} \cdot \left(3 + 1.8 \cdot \frac{t}{w}\right)$$

1.7.1.2. Ensayos a tracción

Para conocer las cargas que pueden soportar los materiales, se efectúan ensayos para medir su comportamiento en distintas situaciones. El ensayo destructivo más importante es el ensayo de tracción, en donde se coloca una probeta en una máquina de ensayo consistente de dos mordazas, una fija y otra móvil. Se procede a medir la carga mientras se aplica el desplazamiento de la mordaza móvil. Un esquema de la máquina de ensayo de tracción se muestra en la Figura 32.

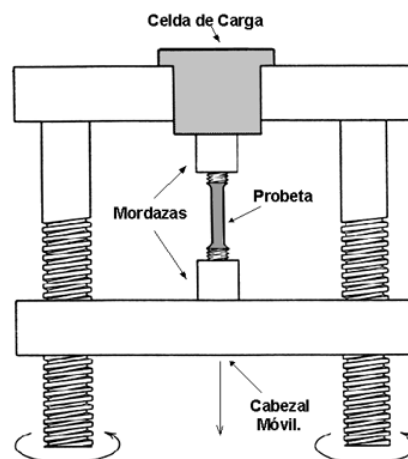


Figura 32 Máquina de Ensayo de Tracción

La máquina de ensayo impone la deformación desplazando el cabezal móvil a una velocidad seleccionable. La celda de carga conectada a la mordaza fija entrega una señal que representa la carga aplicada, las máquinas poseen un plotter que grafica en un eje el desplazamiento y en el otro eje la carga leída.

La Figura 33 muestra el gráfico obtenido en una máquina de ensayo de tracción para un acero.

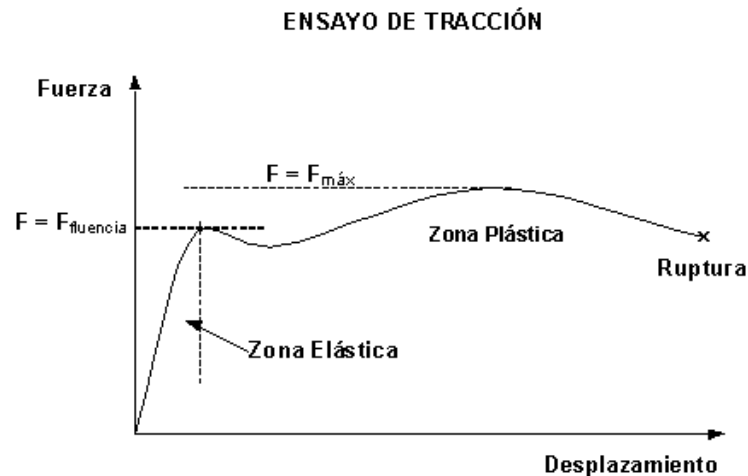


Figura 33
Curva Fuerza-Deformación de un Acero.

Las curvas tienen una primera parte lineal llamada zona elástica, en donde la probeta se comporta como un resorte: si se quita la carga en esa zona, la probeta regresa a su longitud inicial.

Se tiene entonces que en la zona elástica se cumple:

$$F = K (L - L_0)$$

F: fuerza

K: cte del resorte

L: longitud bajo carga

L_0 : longitud inicial

Cuando la curva se desvía de la recta inicial, el material alcanza el punto de fluencia, desde aquí el material comienza a adquirir una deformación permanente. A partir de este punto, si se quita la carga la probeta quedaría más larga que al principio. Deja de ser válida nuestra fórmula $F = K (L - L_0)$ y se define que ha comenzado la zona plástica del ensayo de tracción. El valor límite entre la zona elástica y la zona plástica es el punto de fluencia (yield point) y la fuerza que lo produjo la designamos como:

$$F = F_{yp} \text{ (yield point)}$$

Luego de la fluencia sigue una parte inestable, que depende de cada acero, para llegar a un máximo en $F = F_{máx}$. Entre $F = F_{yp}$ y $F = F_{máx}$ la probeta se alarga en forma permanente y repartida, a lo

largo de toda su longitud. En $F = F_{\text{máx}}$ la probeta muestra su punto débil, concentrando la deformación en una zona en la cual se forma un cuello.

La deformación se concentra en la zona del cuello, provocando que la carga deje de subir. Al adelgazarse la probeta la carga queda aplicada en menor área, provocando la ruptura.

La figura 34 muestra la forma de la probeta al inicio, al momento de llegar a la carga máxima y luego de la ruptura.

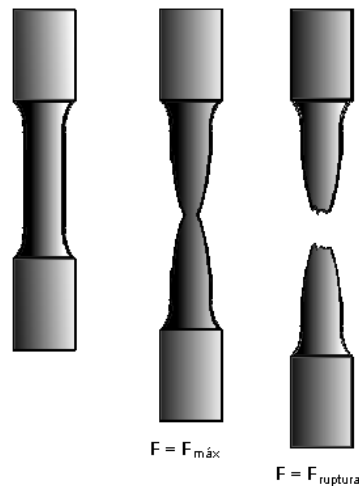


Figura 34

Para expresar la resistencia en términos independientes del tamaño de la probeta, se dividen las cargas por la sección transversal inicial A_0 , obteniéndose:

Resistencia a la fluencia:

$$S_{yp} = \frac{F_{yp}}{A_0}$$

Resistencia a la tracción:

$$S_{ut} = \frac{F_{max}}{A_0}$$

1.7.2. Cargas estáticas

Una carga estática es una acción estacionaria de una fuerza o un momento que actúan sobre cierto objeto. Para que una fuerza o momento sean estacionarios o estáticos deben poseer magnitud, dirección y punto (o puntos) de aplicación, que no varíen con el tiempo.

- Distorsión o deformación plástica: la pieza adquiere una deformación plástica tal que le impide cumplir su misión. El % de la deformación admisible depende de cada aplicación. El límite elástico nominal de los materiales suele definirse para un 0.2 % de deformación plástica.
- Rotura: el fallo por rotura puede ser de dos tipos dúctil (precedida de una gran deformación plástica) o frágil (no precedida de gran deformación plástica y por lo tanto muy peligrosa). Obviamente, dicho comportamiento definirá el criterio de fallo a emplear en materiales dúctiles y materiales frágiles.

La resistencia (fluencia y rotura) es una propiedad o característica de un material o elemento mecánico. Esta propiedad puede ser inherente al material o bien originarse de su tratamiento y procesado. Habitualmente solo se dispone de información correspondiente al ensayo en tracción. Los componentes de máquinas en general trabajan bajo estados de tensión multidireccional. El objeto de las teorías de fallo estático es relacionar el fallo en un estado unidireccional (ensayo a tracción) con el fallo bajo cualquier estado de tensiones.

Existen varios métodos para cumplir el requisito de que la pieza no falle en servicio:

- El método determinista o del factor de seguridad: En este caso el esfuerzo o esfuerzos máximos que actúan en una pieza se mantienen por debajo de la resistencia mínima por medio de un factor de diseño o margen de seguridad adecuado, a fin de asegurar que la parte no fallara.
- El método estadístico o de confiabilidad: este método implica la selección de materiales, procesamientos y dimensiones tales que la probabilidad de fallo sea siempre menor que una valor determinado.

Materiales Dúctiles: teoría del esfuerzo cortante máximo (Tresca)

La teoría del esfuerzo cortante máximo establece que se produce fluencia cuando la tensión cortante alcanza el valor del esfuerzo cortante máximo. El esfuerzo cortante máximo se define como el correspondiente a la fluencia del material en el ensayo de tracción, esto es $\frac{S_y}{2}$

Imaginemos que los esfuerzos principales se descomponen en:

$$\sigma_1 = \sigma_1' + \sigma_m$$

$$\sigma_2 = \sigma_2' + \sigma_m$$

$$\sigma_3 = \sigma_3' + \sigma_m$$

La componente σ_m se designa componente hidrostática. Si llega a suceder que $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3$ entonces los tres esfuerzos cortantes serán nulos y no habrá nunca fluencia independientemente del valor de los esfuerzos hidrostáticos. Esto es las componentes hidrostáticas no tienen efecto alguno en el tamaño del círculo de Mohr, sino que solamente sirven para desplazarlos según el eje del esfuerzo normal. Por esta razón, el criterio de fluencia del estado de esfuerzo general puede representarse por medio del cilindro hexagonal oblicuo.

Esta hipótesis predice que las tensiones hidrostáticas no producen fluencia. También predice la tensión de fluencia a cortadura es $S_{ys} = \frac{S_y}{2}$.

Es conveniente considerar los distintos estados tensionales posibles en el caso de tensión plana:

- Caso 1: $\sigma_1 > \sigma_2 > 0$.
- Caso 2: $0 > \sigma_1 > \sigma_2$
- Caso 3: $\sigma_1 > 0, \sigma_2 < 0$.

En los tres casos la máxima tensión de cortadura es $\tau_{max} = \frac{S_y}{2 \cdot cs}$. Siendo cs el coeficiente de seguridad

Materiales Dúctiles, teoría de Von Mises

La tensión de Von Mises es una magnitud física proporcional a la energía de distorsión. En ingeniería estructural se usa en el contexto de las teorías de fallo como indicador de un buen diseño para materiales dúctiles.

La tensión de Von Mises puede calcularse fácilmente a partir de las tensiones principales del tensor tensión en un punto de un sólido deformable, mediante la expresión:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}}$$

Siendo $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ las tensiones principales, y habiéndose obtenido la expresión a partir de la energía de distorsión en función de las tensiones principales:

$$E_{def, dist} = \frac{1}{6G} \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]$$

La tensión σ_{eq} se denomina tensión efectiva o tensión de Von Mises. Esta tensión representa el estado de tensiones completo $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$. Cuando la tensión efectiva alcanza el valor de fluencia se produce la fluencia del material.

En el caso de tensión plana, el criterio de Von Mises se simplifica. En el sistema de ejes principales, la tensión equivalente de Von Mises es:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2)}$$

Y en el sistema de ejes no principales:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2)}$$

1.7.3. Cargas Variables

Un componente se ve sometido a fatiga cuando soporta cargas alternadas: la rueda de un ferrocarril, la biela de un motor de explosión, pese a diseñarse estas piezas por debajo de su límite elástico, con un número suficiente de ciclos las piezas rompen. El 90% de las piezas rompen en servicio debido a la fatiga. Esto lo descubrió Wöhler hacia el año 1920 y propuso unos límites a las tensiones de diseño en función del número de ciclos que se requieran para una pieza. Se conocen como curvas de Wöhler o curvas S-N (tensión frente a número de ciclos)

En las rotura por fatiga aparece una microgrieta, que crece a medida que se realizan ciclos de carga hasta alcanzar un tamaño tal que la sección residual es incapaz de soportar la carga máxima en el ciclo y finalmente el ligamento restante rompe de forma frágil o dúctil.

Se distinguen dos zonas en las caras de rotura:

- Una zona suave con líneas asociadas a diferentes frentes de grieta
- Una zona rugosa asociada a la rotura final

La rotura se inicia en pequeños defectos o concentradores de tensión. Con cada ciclo de carga se produce un avance del frente de la grieta, de forma que la rotura se produce cuando la sección

residual no soporta la carga estática. Existe evidencia de que la iniciación del proceso de fatiga requiere la superación local del límite elástico (a pesar de que macroscópicamente las tensiones sean inferiores al límite elástico).

Todos los materiales tienen defectos de uno u otro tipo, incluso recién fabricados por los mejores métodos disponibles: contienen inclusiones, precipitaciones, poros, bordes de grano...defectos a partir de los cuales se desarrollan microgrietas. Dependerá del nivel de tensiones el que estas microgrietas se propaguen hasta fracturar al componente o se detengan en la primera barrera microestructural (borde de grano, inclusión) y así permanezcan para siempre.

Hay otro lugar crítico de una pieza, la superficie. En algún lugar de la superficie de un sólido se encuentran las tensiones máximas (probablemente junto a algún concentrador de tensiones). Estas zonas son candidatas a desarrollar microdefectos superficiales en forma de estriaciones o lengüetas debido a deformación plástica alternada, debido a picaduras producidas por la oxidación superficial, o debidas a un pésimo mecanizado.

Ambos defectos, los internos y los superficiales compiten por romper la pieza. En general, si las cargas son muy severas, superan el límite elástico y se producen deformaciones plásticas apreciables en cada ciclo (fatiga de bajo número de ciclos o de gran amplitud), normalmente ganan los defectos interiores (parten con ventaja de tamaño). El ensayo de tracción es un caso extremo de fatiga de bajo número de ciclos. Si las cargas son más reducidas (fatiga de alto número de ciclos) suelen ganar los defectos que se originan en la superficie pues tienen ventaja de velocidad de crecimiento sobre los internos (la oxidación les ayuda).

Lo más costoso para las grietas son los tamaños más pequeños: las fuerzas directrices son pequeñas y la grieta crece muy lentamente, tanto que durante una buena fracción de la vida de la pieza las microgrietas resultan invisibles para las técnicas de inspección más habituales. Se habla de nucleación de las grietas. Por el contrario, cuando la grieta es grande es cuando más veloz avanza.

Una pieza que se diseña para soportar un elevado número de ciclos habitualmente morirá por un defecto generado en la superficie. Lo peor que se puede hacer es un acabado superficial lleno de rayas y estrías. Le habremos resuelto a la grieta su problema más difícil. Debemos proporcionar a la pieza un acabado superficial inmaculado, tipo espejo. Así tendrán su oportunidad los defectos internos.

Factores modificadores del Límite de resistencia a la fatiga

Se emplean una serie de factores modificadores que permiten relacionar el límite de resistencia a la fatiga de un elemento mecánico S_e con los resultados de límite a la fatiga obtenidos con probetas de ensayo S_e' . Estos factores incluyen por lo tanto la influencia de la diferencias con la aplicación real

- Factor de superficie K_a
- Factor de tamaño K_b
- Factor de carga K_q
- Factor de temperatura K_d
- Factor de concentración de tensiones K_e
- Factor de efectos diversos K_g
- Factor de confiabilidad K_c

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_q \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_g \cdot K_c \cdot S_e'$$

Siendo $S_e' =$

- $0.504 \cdot S_{ut}$ para $S_{ut} \leq 1400$ MPa
- 700 MPa para $S_{ut} \geq 1400$ MPa

Tensiones fluctuantes en torsión

En ausencia de concentradores de tensión, la tensión media no afecta a la resistencia a la fatiga. Las resistencias a torsión se consideran:

$$S_{ys} = \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot S_y = 0.577 \cdot S_y$$

$$S_{es} = \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot S_e = 0.577 \cdot S_e$$

Nótese que las ecuaciones anteriores implican que el cálculo de S_e será necesario adoptar $K_q=1$ si se consideran el límite a fatiga S_{es} en lugar de S_e

Con concentradores de tensión:

$$\frac{\tau_m}{S_{us}/CS_1} + \frac{\tau_a}{S_{es}/CS_1} \leq 1$$

$$\tau_m + \tau_a \leq \frac{S_{ys}}{CS_2}$$

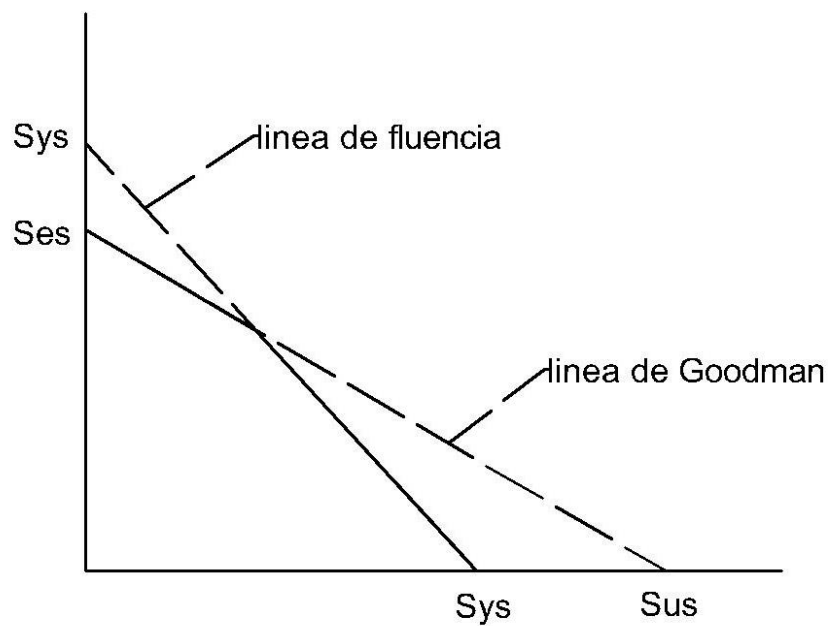


Figura 35

1.7.4. Diseño de la columna de dirección

La columna de dirección ha sido diseñada para que tenga vida infinita, para ello ha sido sometida a varias pruebas tanto con cargas estáticas (criterio de Tresca, Von Mises) como con cargas variables (estudio de fatiga).

Además para asegurarnos de la seguridad del conductor en el centro de la columna de dirección se ha diseñado de otro material de tal forma que en caso de accidente o impacto esta se rompa por dicho material y evitar así que la columna se clave o dañe al conductor.

La columna ha sido diseñada en acero de 19mm de diámetro y con un espesor de pared de 2mm, forma 30 grados con la horizontal del formula SAE y tiene una longitud de 480mm.

El volante está unido a la columna de dirección por un mecanismo de liberación rápido, quick reléase, que permite desconectar el volante y que el conductor pueda abandonar en cockpit en menos de 5 segundos como queda estipulado en la normativa de la formula SAE. En el otro extremo de la columna de dirección no encontramos con una junta cardan que la une con el piñón del sistema piñón-cremallera.

El acero elegido para la columna de dirección ha sido acero SAE N° 1015 debido a que cumple perfectamente con los requerimientos tensionales a los que se ve sometidos, es de fácil acceso y a un coste bajo. Las características de dicho acero son las siguientes:

- Límite de rotura a tracción: 500.31 N/mm^2
- Límite de fluencia: 421.83 N/mm^2

El material seleccionado para la zona central de la barra de dirección por donde debe romper en caso de accidente es Aluminio1200-0. Esta sección tendrá el mismo diámetro que el resto de la columna de dirección y una longitud de 80mm, estará unida a la barra de dirección mediante una solución atornillada que más adelante se describirá y calculará. Las características de este aluminio son las siguientes:

- Límite de rotura a tracción: 90 N/mm^2
- Límite de fluencia: 34 N/mm^2

1.7.4.1. Criterio del esfuerzo cortante máximo (Tresca)

Antes de empezar a aplicar el criterio de tresca vamos a definir los esfuerzos que nos encontramos en el volante durante el pilotaje del formula SAE.

Suponemos que en el momento de maximo esfuerzo del piloto va a realizar una carga de 5 kg a ambos lados del volante. El volante seleccionado tiene un diámetro de 23 cm.

El momento torsor máximo (T) que el piloto aplicará en el volante será de 11.27 N·m

$$T = 5 \cdot 9.8 \cdot 0.23 = 11.27 \text{ N} \cdot \text{m}$$

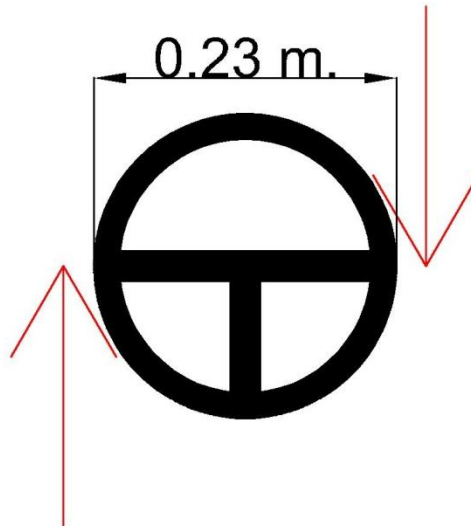


Figura 36

Según la teoría de la torsión explicada con anterioridad nos dice que:

$$\text{Momento Torsor} = \frac{\tau_{max}}{r_{medio}} \cdot I_p$$

Siendo:

- r_{medio} : Radio medio
- I_p : Inercia polar.
- τ_{max} : Esfuerzo cortante máximo, según el criterio de tresca:

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_y}{2 \cdot cs}$$

Dónde:

- σ_y : límite a fluencia del material, en este caso 421.83 N/mm²
- Cs: coeficiente de seguridad, en este caso 5, debido a que la columna de dirección está sometida a pequeños esfuerzos de flexión que el criterio de Tresca no contempla, por ello el coeficiente de seguridad es tan elevado.

$$\tau_{max} = \frac{421.83 \frac{N}{mm^2}}{2 \cdot 5} = 42.183 \frac{N}{mm^2} = 42.183 MPa$$

$$Momento Torsor = \frac{42.183 MPa \cdot 10^6}{8.5 \cdot 10^{-3} m} \cdot 7.8241 \cdot 10^{-9} m^4 = 38.83 N \cdot m$$

Como hemos calculado con anterioridad el momento torsor máximo que realizara el piloto asciende a 11.27 Nm y como según el criterio de Tresca la columna de dirección podría soportar hasta 38.83Nm, el diseño es viable.

A continuación voy a someter el diseño de la columna de dirección al criterio de Von Mises, un criterio más restrictivo que el de Tresca, debido a que tiene en cuenta los esfuerzos flexión tanto como los de rotación y axiles, que me dara la valoración definitiva sobre si el diseño de la barra de dirección es el adecuado.

1.7.4.2. Materiales Dúctiles, teoría de Von Mises

Para aplicar este criterio necesitamos saber la masa de la barra de dirección, del dispositivo de liberación rápido (quick-release) y sus correspondientes centros de gravedad. Para ello calcularemos el volumen de la barra de dirección y a través de su densidad obtendremos la masa de la barra de dirección. La columna de dirección tiene una particularidad ya que una parte de ella es de aluminio (80 mm) en vez de acero, por lo que habrá que tener en cuenta la distinta densidad del aluminio con respecto al acero. El cálculo del centro de gravedad se simplifica bastante ya que la barra es totalmente simétrica por que el centro de gravedad se situara en el medio de la columna.

Densidad acero: 7.850 kg/m^3

Densidad aluminio: 2700 kg/m^3

$$\text{Volumen} = \text{Área} \cdot \text{Longitud}$$

$$\text{Volumen Acero} = 4.272 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$\text{Volumen aluminio} = 8.545 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$\text{Masa} = \text{Volumen} \cdot \text{Densidad}$$

Masa Acero = 0.335 kg

Masa Aluminio = 0.0230 kg

Masa total de la barra de dirección, 0.3584 kg, 3.51 N

El quick reléase suponemos que tiene una masa de 1kg, 9.81 N

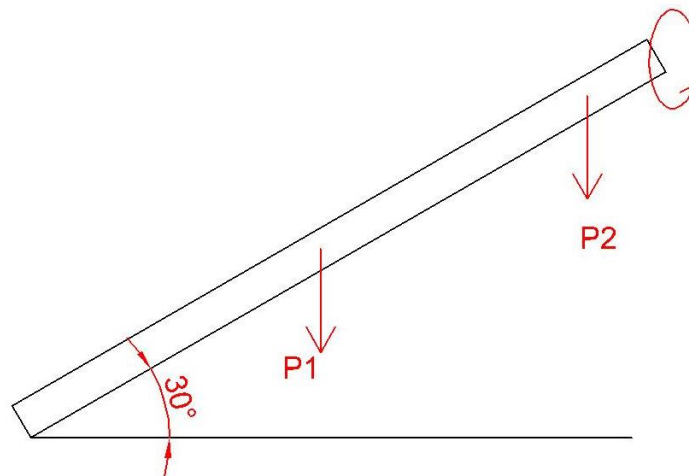


Figura 37

La distribución de las cargas en la columna de dirección sería la siguiente:

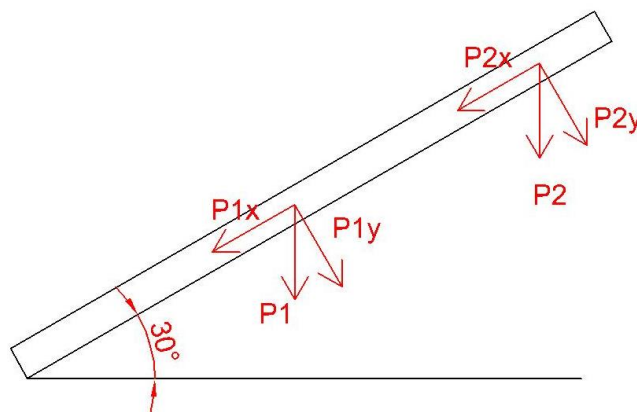


Figura 38

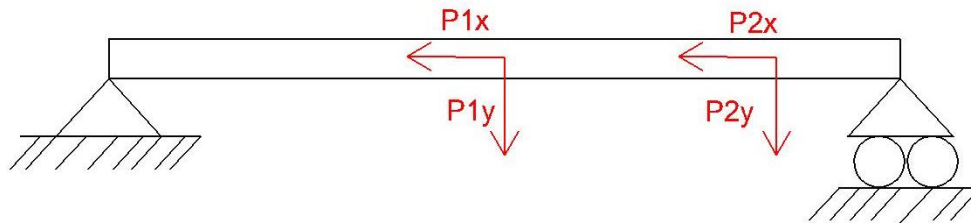


Figura39

Ahora calculamos las reacciones en los apoyos:

$$R_{Ax} = 1.75N + 4.9N = 6.65 N$$

$$R_{Ay} = 3.04N + 8.49N - 9.48N = 2.05N$$

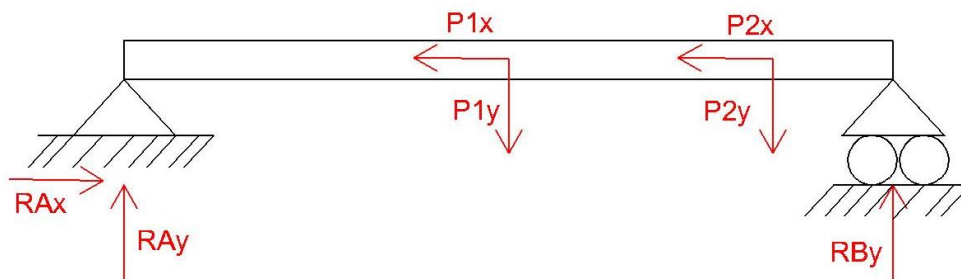


Figura 40

Diagrama de cortantes

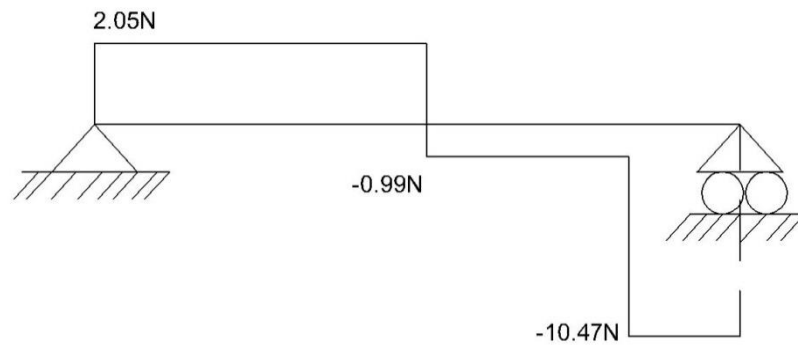


Figura 41

Diagrama de momentos

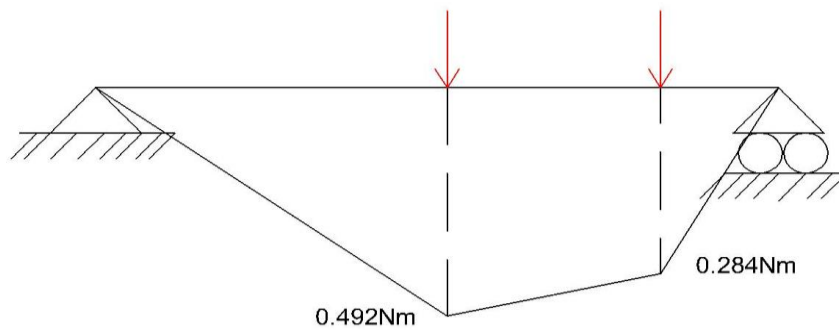


Figura 42

Diagrama de momento torsor



Figura 43

Momento torsor constante de 11.27Nm

Diagrama de esfuerzo axil

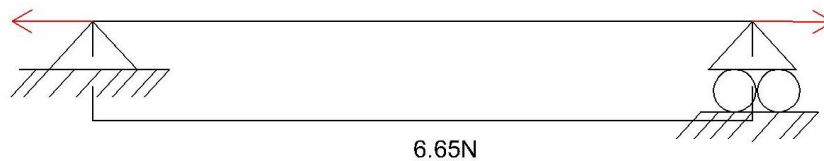


Figura 44

Tensión axil constante de 6.65N

Ahora vamos a realizar los mismos pasos pero añadiéndole una carga, esta carga va a recrear la colisión del Formula SAE contra un elemento rígido (pared, muros de protección, etc...)

Suponiendo una masa del formula SAE de 250kg y una aceleración de 1.2G (11.77m/s²)

La fuerza de impacto será la siguiente:

$$\text{Fuerza impacto} = \text{Masa} \cdot \text{aceleración}$$

$$\text{Fuerza impacto} = 250\text{kg} \cdot 11.77\text{m/s}^2 = 2943 \text{ N}$$

Volvemos a recrear la columna de dirección con las cargas antiguas más la nueva fuerza de impacto.

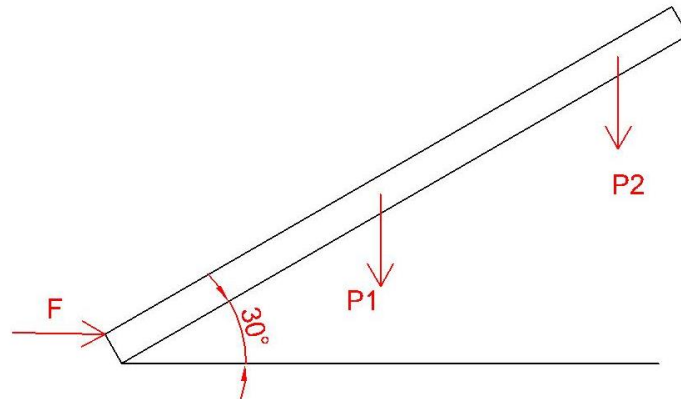


Figura 45

La distribución de las cargas en la columna de dirección sería la siguiente:

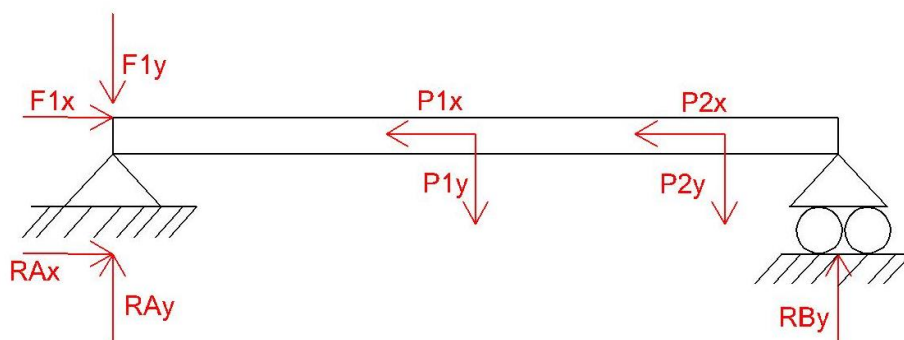


Figura 46

Ahora calculamos las reacciones en los apoyos:

$$R_{Ax} = -2548N + 1.75N + 4.9N = -2541 N$$

$$R_{Ay} = 3.04N + 8.49N + 1471.5N - 9.48N = 1473.55N$$

Diagrama de cortantes

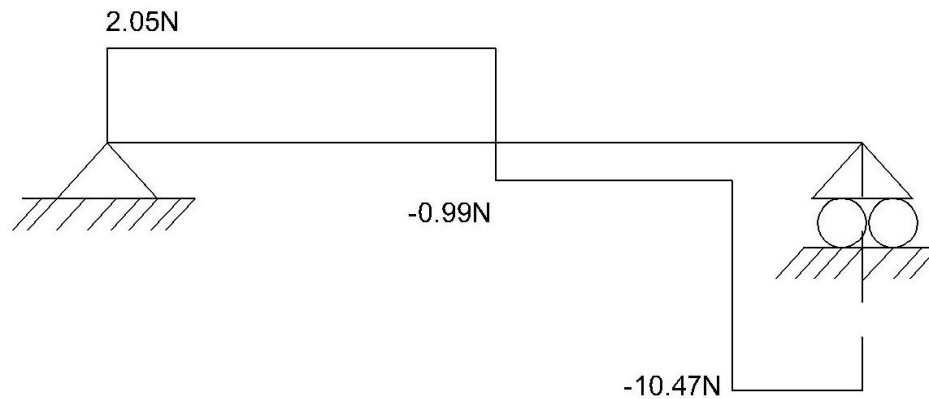


Figura 47

Diagrama de momentos

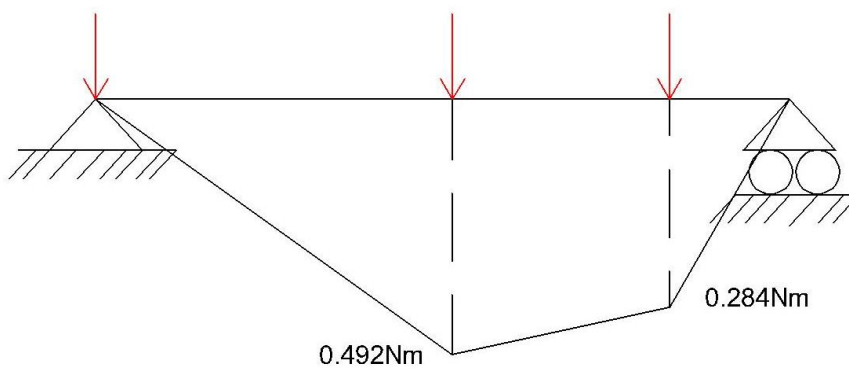


Figura 48

Diagrama de momento torsor



Figura 49

Momento torsor constante de 11.27Nm

Diagrama de esfuerzo axil

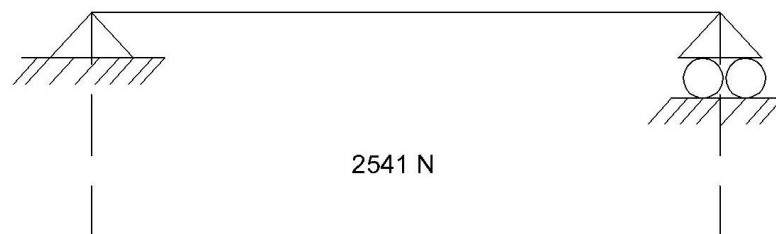


Figura 50

Tensión axil constante de 2541 N

1.7.4.3. Tensión equivalente de Von Mises

Tensión equivalente de Von Mises:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau^2 + \sigma_a^2}$$

Dónde:

σ_{eq} = Tensión equivalente de Von Mises:

σ_f = Tensión a flexión

3τ = Tensión cortante

σ_a^2 = Tensión axil

Tensión a flexión

$$\sigma_f = \frac{M_f}{I} r$$

Dónde:

M_f = Momento flector.

r = Radio de la columna de dirección

I = Momento de Inercia

Tensión a cortante

$$\tau = \frac{M}{I_p} r$$

Dónde:

M= momento torsor

R= radio de la columna de dirección

I_p= Inercia polar

Tensión axil

$$\sigma_a = \frac{N}{A}$$

Dónde:

N= tensión en la dirección de la columna de dirección

A= Área de la sección transversa de la columna de dirección

Para ver en que sección de la columna hay más riesgo de rotura, se va a calcular la tensión equivalente para cada zona conflictiva. Se ha dividido la columna en tres zonas:

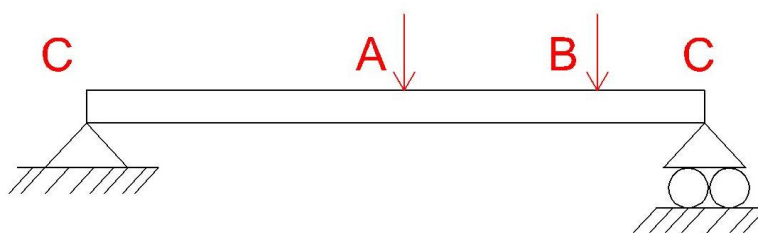


Figura 51

- Extremos (C)
- Centro de masa de la columna de dirección (A)
- Centro de masa del mecanismo de liberación rápido(B)

Zona A. Centro de masa de la columna de dirección**Tensión a flexión**

$$\sigma_f = 0.73 \text{ MPa}$$

Tensión a cortante

$$\tau = 13.68 \text{ MPa}$$

Tensión axil

$$\sigma_a = 0.062 \text{ MPa}$$

Tensión equivalente de Von Mises:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau^2 + \sigma_a^2} = \sqrt{0.73^2 + 13.68^2 + 0.062^2} = 13.70 \text{ MPa}$$

Zona B. Centro de masa del mecanismo de liberación rápida**Tensión a flexión**

$$\sigma_f = 0.42 \text{ MPa}$$

Tensión a cortante

$$\tau = 13.68 \text{ MPa}$$

Tensión axil

$$\sigma_a = 0.062 \text{ MPa}$$

Tensión equivalente de Von Mises:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau^2 + \sigma_a^2} = \sqrt{0.42^2 + 13.68^2 + 0.062^2} = 13.68 MPa$$

Zona C. Extremos

Tensión a flexión

$$\sigma_f = 0 MPa$$

Tensión a cortante

$$\tau = 13.68 MPa$$

Tensión axil

$$\sigma_a = 0.062 MPa$$

Tensión equivalente de Von Mises:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau^2 + \sigma_a^2} = \sqrt{0^2 + 13.68^2 + 0.062^2} = 13.68 MPa$$

Como se ha podido comprobar la tensión equivalente prácticamente no varía en las distintas posiciones de la barra debido a que la tensión predominante, la tensión a cortadura permanece constante en toda la columna de dirección.

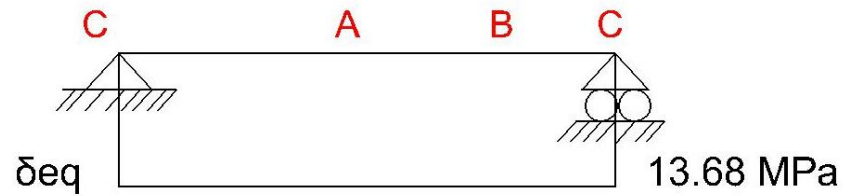


Figura 52

Ahora se va a volver a realizar el cálculo de la tensión equivalente pero añadiendo la variable de la colisión del formula SAE contra un elemento rígido.

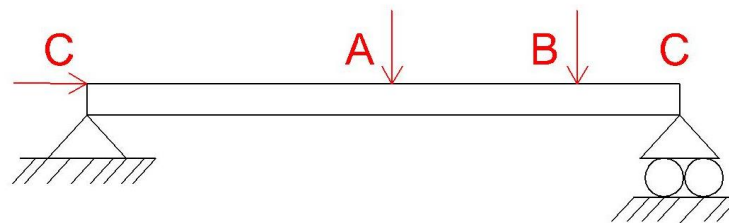


Figura 53

Zona A. Centro de masa de la columna de dirección

Tensión a flexión

$$\sigma_f = 0.73 \text{ MPa}$$

Tensión a cortante

$$\tau = 13.68 \text{ MPa}$$

Tensión axil

$$\sigma_a = 27.78 \text{ MPa}$$

Tensión equivalente de Von Mises:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau^2 + \sigma_a^2} = \sqrt{0.73^2 + 13.68^2 + 27.78^2} = 30.97 \text{ MPa}$$

Zona B. Centro de masa del mecanismo de liberación rápida

Tensión a flexión

$$\sigma_f = 0.42 \text{ MPa}$$

Tensión a cortante

$$\tau = 13.68 \text{ MPa}$$

Tensión axil

$$\sigma_a = 27.78 \text{ MPa}$$

Tensión equivalente de Von Mises:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau^2 + \sigma_a^2} = \sqrt{0.42^2 + 13.68^2 + 27.78^2} = 30.96 \text{ MPa}$$

Zona C. Extremos

Tensión a flexión

$$\sigma_f = 0 \text{ MPa}$$

Tensión a cortante

$$\tau = 13.68 \text{ MPa}$$

Tensión axil

$$\sigma_a = 27.78 \text{ MPa}$$

Tensión equivalente de Von Mises:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau^2 + \sigma_a^2} = \sqrt{0^2 + 13.68^2 + 27.78^2} = 30.95 \text{ MPa}$$

Como se ha podido comprobar de nuevo la tensión equivalente prácticamente no varía en las distintas posiciones de la barra debido a que las tensiones predominantes, la tensión a cortadura y la tensión axil, permanecen constantes en toda la columna de dirección.

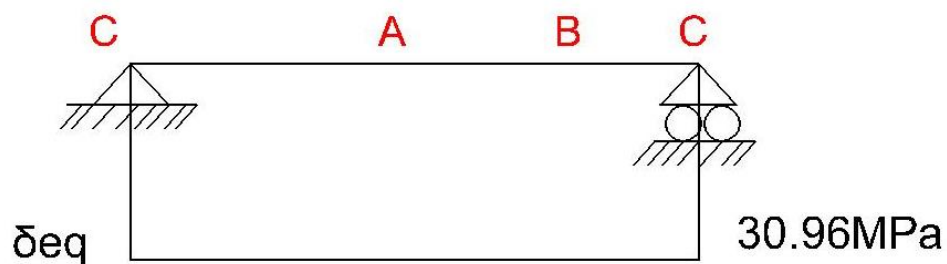


Figura 54

Como el objetivo del diseño de la columna de dirección es que rompa por el centro en caso de colisión se ha buscado un material que soporte las tensiones a las que está sometida en un uso normal (16.68 MPa) y rampa en caso de colisión (30.96 MPa)

El material elegido para tal función es el aluminio 1200-O, cuyo límite elástico es de 34 MPa.

Como el límite elástico del aluminio elegido sigue siendo mayor que la tensión equivalente en caso de colisión esta sección de la columna seguiría sin romperse.

Como nuestro objetivo es que la columna de dirección rompa por la sección de aluminio (A) se va a reducir el radio de esta sección para que la tensión equivalente sea superior a 34 MPa (límite elástico del aluminio 1200-0)

Se ha reducido el diámetro de esta sección de 19mm a 15mm. El espesor sigue siendo de 2 mm

Zona A. Centro de masa de la columna de dirección. (Colisión)

Tensión a flexión

$$\sigma_f = 1.48 MPa$$

Tensión a cortante

$$\tau = 23.92 MPa$$

Tensión axial

$$\sigma_a = 31.10 MPa$$

Tensión equivalente de Von Mises:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau^2 + \sigma_a^2} = \sqrt{1.48^2 + 3 \cdot 23.92^2 + 31.10^2} = 39.27 MPa$$

Zona B. Centro de masa de la columna de dirección. Sin Colisión

Tensión a flexión

$$\sigma_f = 1.48 MPa$$

Tensión a cortante

$$\tau = 23.92 MPa$$

Tensión axil

$$\sigma_a = 0.081 \text{MPa}$$

Tensión equivalente de Von Mises:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau^2 + \sigma_a^2} = \sqrt{1.48^2 + 23.92^2 + 0.081^2} = \mathbf{23.96 \text{MPa}}$$

Ahora ya bien, con la reducción del diámetro de la sección de aluminio 1200-0 se ha conseguido que dicha sección aguante para un uso normal, y rompa en caso de colisión para asegurar más si cabe la seguridad del piloto.

$$\sigma_{eq}(\text{normal}) \leq \text{limite a fluencia Aluminio 1200} - 0 \leq \sigma_{eq}(\text{colisión})$$

$$\mathbf{23.93 \text{MPa} \leq 34 \text{MPa} \leq 39.27 \text{MPa}}$$

1.7.4.4. Análisis Elementos finitos

Se ha realizado un análisis de elementos finitos de la columna de dirección con el programa Catia V5.

El primer paso es realizar el mallado de la columna de dirección

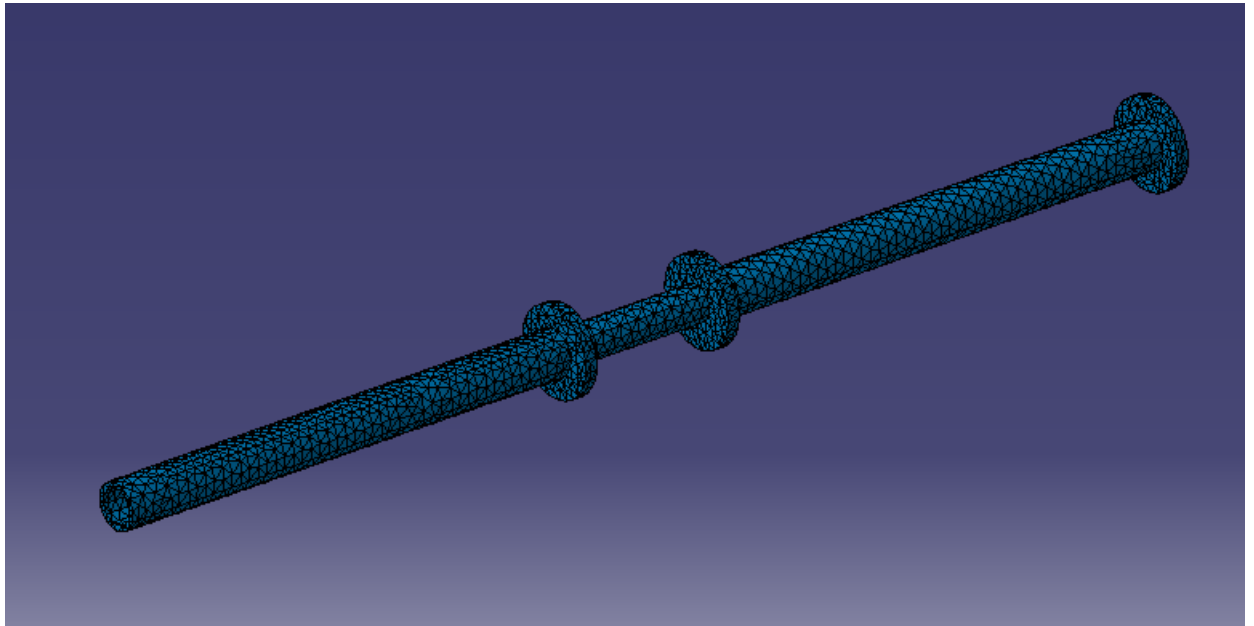


Figura 55

A continuación se le han añadido las condiciones de restricción en los extremos. En ambos extremos tiene restringido el movimiento en las tres direcciones y el giro en dos de ellas, permitiéndole la rotación exclusivamente en la dirección de la columna.

Restricciones en el extremo en contacto con el engrane:

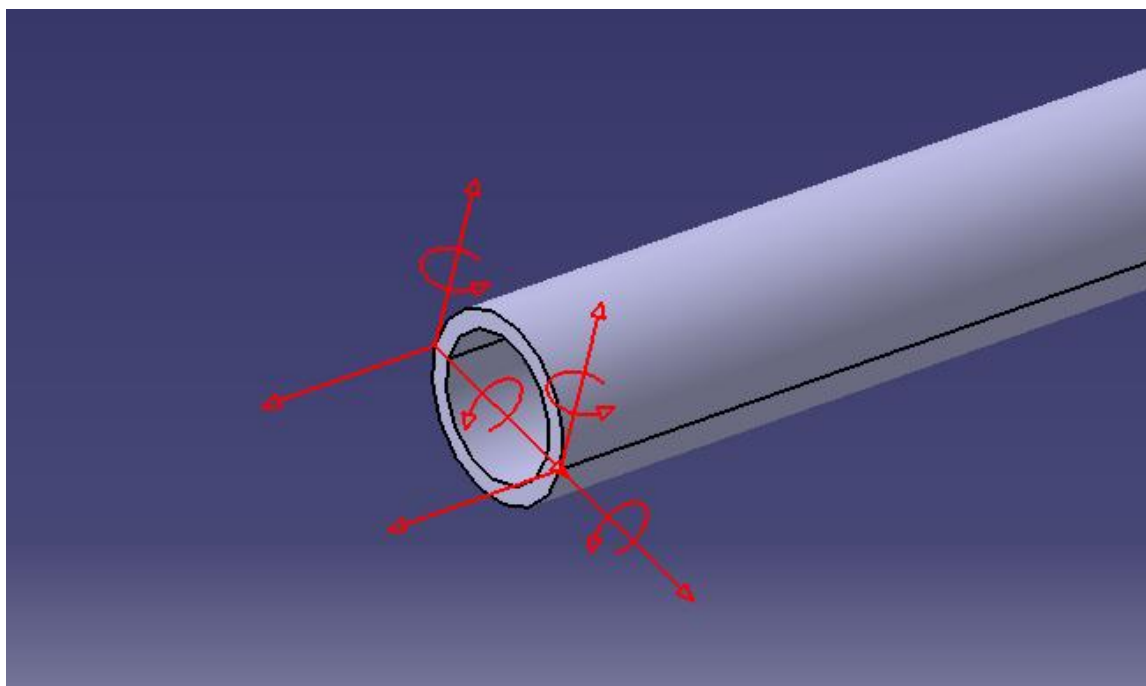


Figura 56

Restricciones en el extremo en contacto con el volante:

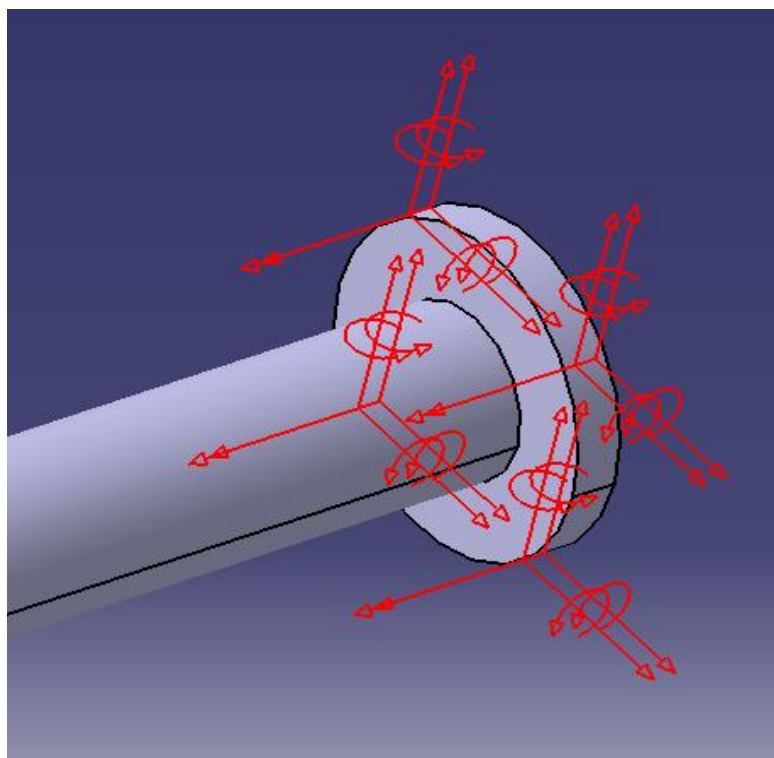


Figura 57

A la hora de introducir las cargas nos encontramos ante dos situaciones distintas, una de ellas con las cargas provenientes de una conducción normal, y otra con las cargas producidas por una colisión. Por ello analizamos dos escenarios distintos:

Cargas procedentes de una conducción normal

Nos encontramos con las distintas cargas:

- Acción de la gravedad
- Peso del mecanismo de liberación rápida (quick-release)
- Momento torsor
- Reacciones en los apoyos

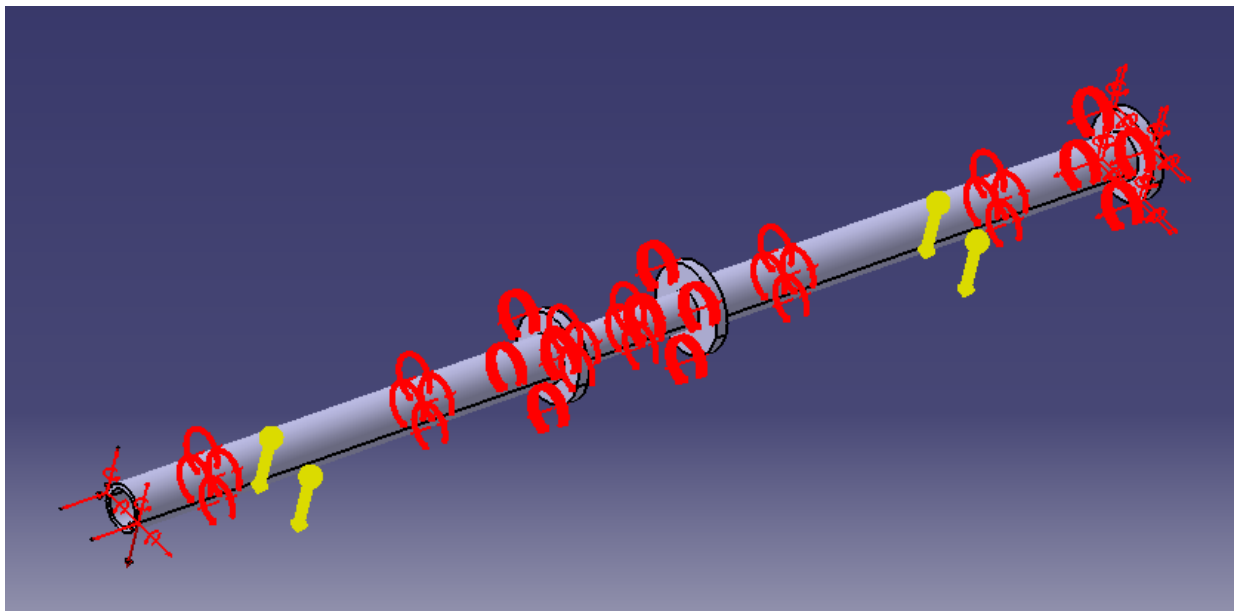


Figura 58

La parte más débil de nuestro diseño es la parte central fabricada en Aluminio 1200-0 cuyo límite elástico es de 34 MPa, por lo que en condiciones de utilización normal en ninguna parte de la columna la tensión debe sobrepasar este valor

TENSION DE VON MISES

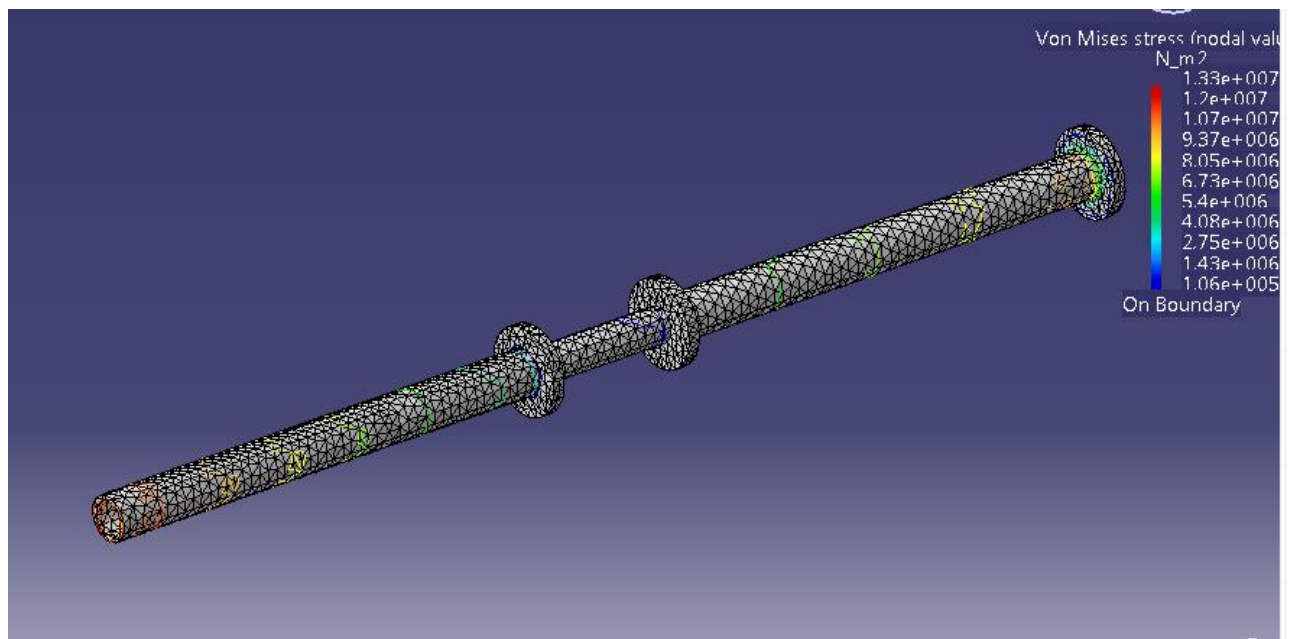


Figura 59

El máximo valor de la tensión de Von Mises nos lo encontramos en los extremos de la columna y asciende a 13.3 MPa

TOTAL STRESS

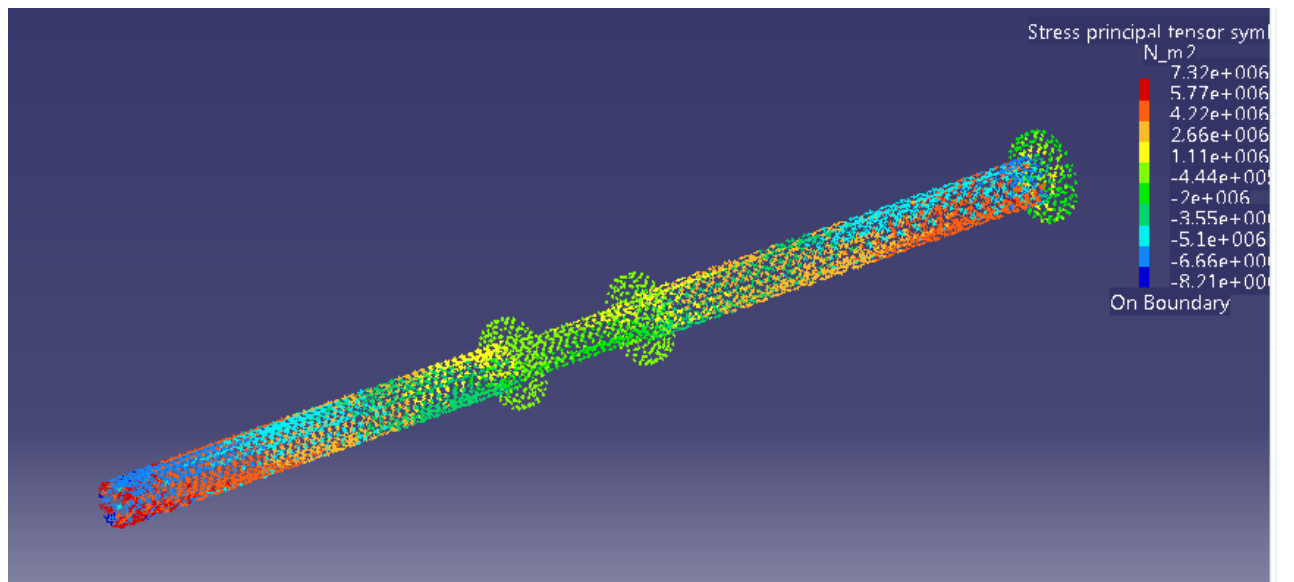


Figura 60

Cargas procedentes de una colisión:

Nos encontramos con las distintas cargas:

- Acción de la gravedad
- Peso del mecanismo de liberación rápida (quick-release)
- Momento torsor
- Reacciones en los apoyos debidas a la colisión

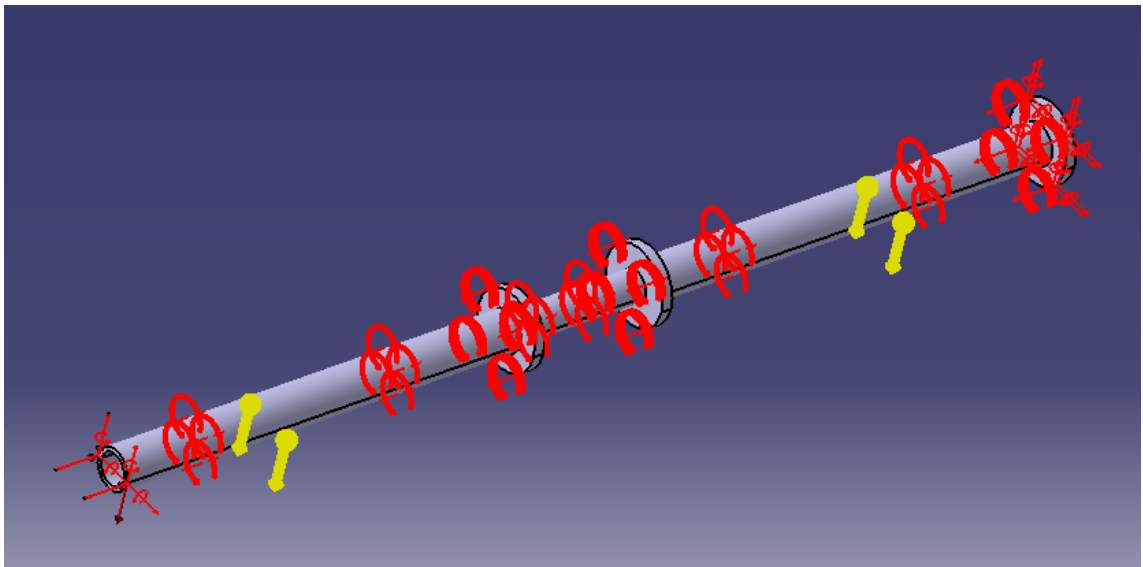


Figura 61

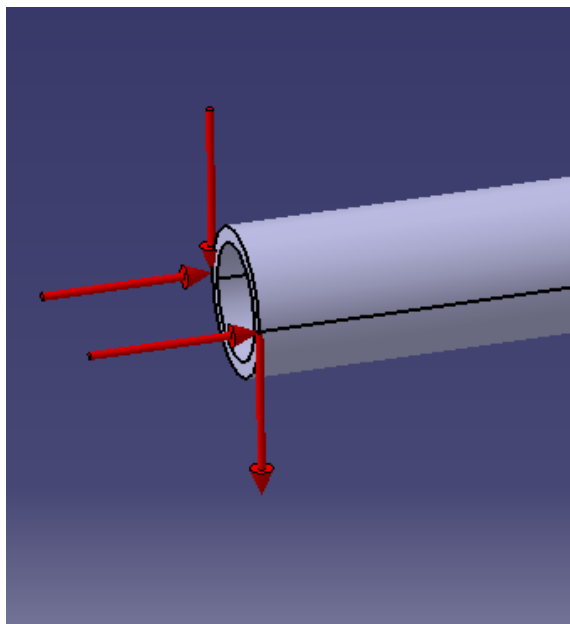


Figura 62

Cargas específicas debido a la colisión:

- Eje X: 2541 N
- Eje Y: 1473.55N
-

TENSION DE VON MISES

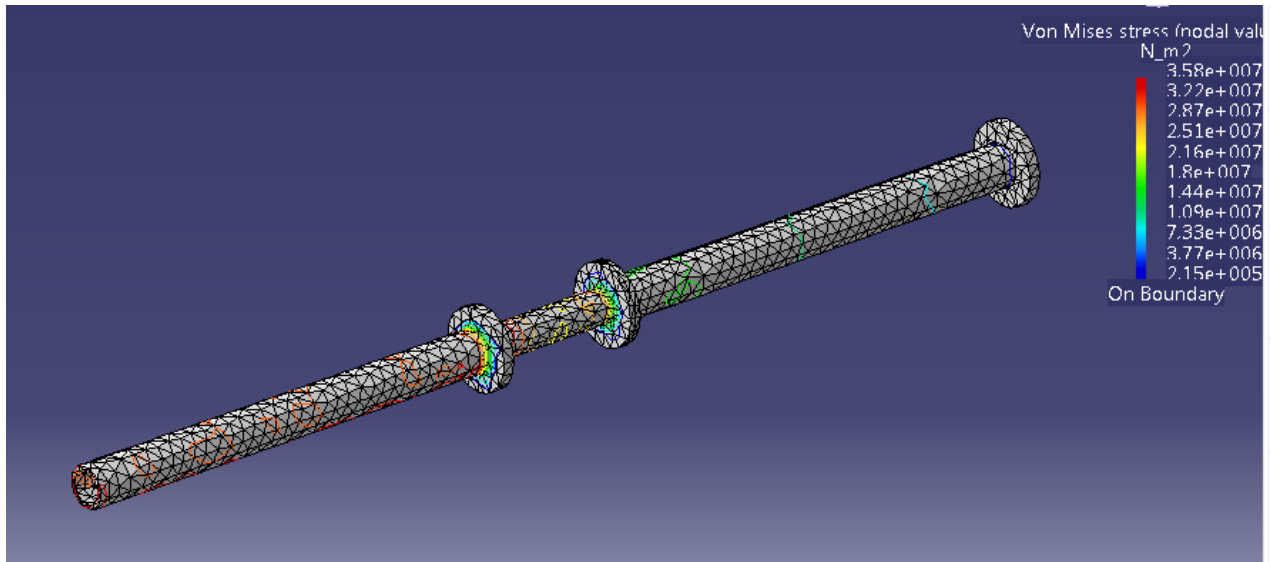


Figura 63

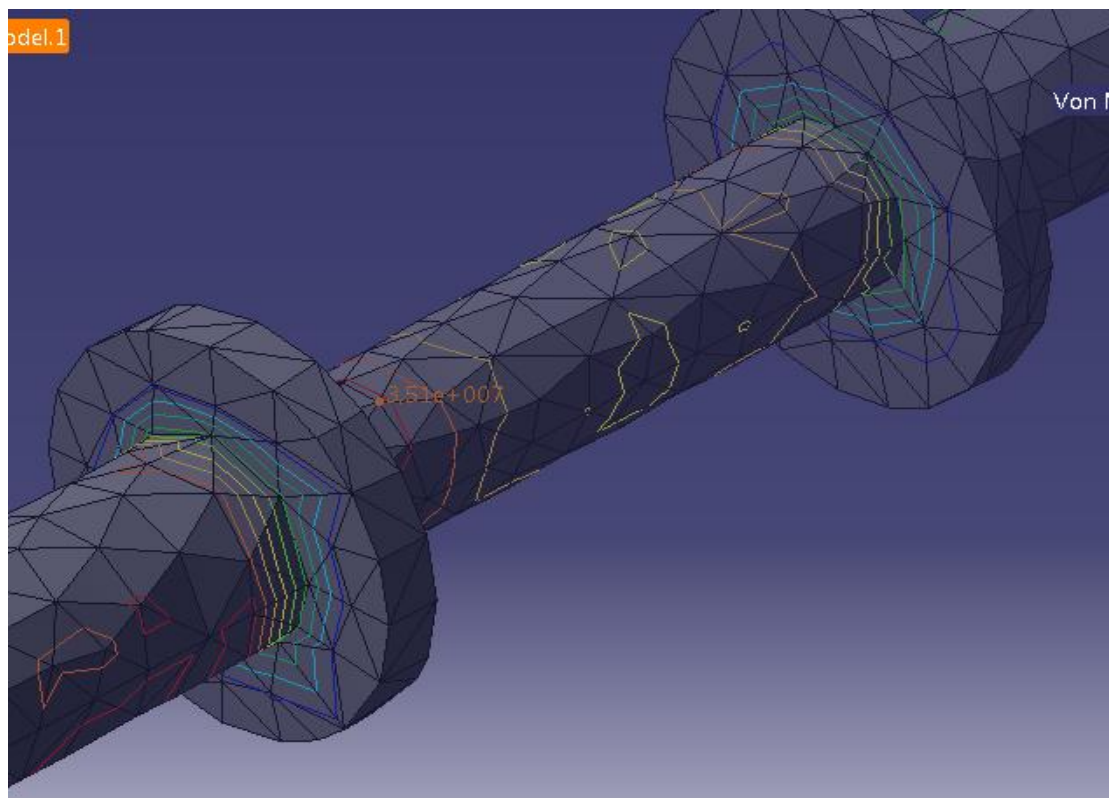


Figura 64

Se puede comprobar como en caso de colisión se alcanzan tensiones de 35.1 Mpa en la zona superiores, ligeramente superiores al límite elástico del material con el que está construido esta pieza (34 MPa)

No podemos asegurar con rotundidad que en la colisión supuesta en este proyecto la columna vaya a romper por la pieza de aluminio ya que la diferencia entre la tensión que tiene que soportar la pieza es ligeramente superior a su límite elástico. Pero si podemos suponer que en caso de que la colisión se produzca a más velocidad de la estipulada en este proyecto la pieza central de aluminio puede verse sometidas a mayor tensión y producirse su rotura.

1.7.4.5. Cálculo de la columna de dirección a fatiga

Factores modificadores del Límite de resistencia a la fatiga

Se emplean una serie de factores modificadores que permiten relacionar el límite de resistencia a la fatiga de un elemento mecánico S_e con los resultados de límite a la fatiga obtenidos con probetas de ensayo S_e' . Estos factores incluyen por lo tanto la influencia de la diferencias con la aplicación real

- Factor de superficie K_a
- Factor de tamaño K_b
- Factor de carga K_q
- Factor de temperatura K_d
- Factor de concentración de tensiones K_e
- Factor de efectos diversos K_g
- Factor de confiabilidad K_c

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_q \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_g \cdot K_c \cdot S_e'$$

Siendo $S_e' =$

- $0.504 \cdot S_{ut}$ para $S_{ut} \leq 1400$ MPa
- 700 MPa para $S_{ut} \geq 1400$ MPa

El acero elegido para la columna de dirección ha sido acero SAE N° 1015 debido a que cumple perfectamente con los requerimientos tensionales a los que se ve sometidos, es de fácil acceso y a un coste bajo.

Las características de dicho acero son las siguientes:

- Límite de rotura a tracción: 500.31 N/mm^2
- Límite de fluencia: 421.83 N/mm^2

Por lo que como su $S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa}$,

$$S'_e = 0.504 \cdot S_{ut} = 0.504 \cdot 500.31 = 252.15$$

Los cálculos de los distintos factores están descritos en el capítulo de cálculos, a continuación se va a dar solo su valor

Factor de superficie K_a

Al estar el acero laminado en caliente:

$$K_a = 0.67$$

Factor de tamaño K_b

El diámetro de la columna de dirección es de 19mm, por lo que

$$K_b = 0.90$$

Factor de carga K_q

Como se está estudiando la fatiga a torsión,

$$K_q = 0.577$$

Factor de temperatura K_d

Se ha supuesto una temperatura de actuación de la columna de dirección de 20°C .

$$K_d = 1$$

Factor de concentración de tensiones K_e

$$K_e = 0.65$$

Factor de efectos diversos K_g

$$K_g = 1$$

Factor de confiabilidad K_c

$$K_c = 0.872$$

Límite de resistencia a la fatiga

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_q \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_g \cdot K_c \cdot S'_e$$

$$S_e = 0.67 \cdot 0.90 \cdot 0.577 \cdot 1 \cdot 0.65 \cdot 1 \cdot 0.872 \cdot 252.15 = \mathbf{49.72MPa}$$

Tensiones fluctuantes en torsión

Para comprobar si nuestro diseño cumple con la fórmula de resistencia a fatiga se ha de calcular primero tensiones máximas, mínimas, alternas y medias:

$$\sigma_{max} = \frac{T \cdot Rm}{I_p} = 13.68MPa$$

$$\sigma_{min} = 0$$

Por lo que:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = 6.84 MPa$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = 6.84 MPa$$

En ausencia de concentradores de tensión, la tensión media no afecta a la resistencia a la fatiga. Las resistencias a torsión se consideran:

$$S_{ys} = \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot S_y = 243.40MPa$$

$$S_{es} = \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot S_y = 49.72 \text{ MPa}$$

NOTA: $S_{es} = S_e$ debido a que en el cálculo de S_e , ya hemos introducido el parámetro corrector al multiplicarlo por 0.577.

Nótese que las ecuaciones anteriores implican que el cálculo de S_e será necesario adoptar $K_q=1$ si se consideran el límite a fatiga S_{es} en lugar de S_e

Con concentradores de tensión:

$$\frac{\tau_m}{S_{us}/CS_1} + \frac{\tau_a}{S_{es}/CS_1} \leq 1 \quad \frac{6.84}{500.31/5} + \frac{6.84}{49.72/5} = 0.068 + 0.687 = \mathbf{0.755 \leq 1 \text{ OK}}$$

$$\tau_m + \tau_a \leq \frac{S_{ys}}{CS_2} \quad 6.84 + 6.84 \leq \frac{243.40}{5} \quad \mathbf{13.68 \leq 48.68 \text{ OK}}$$

El diseño cumple con el criterio de tensiones fluctuantes en torsión

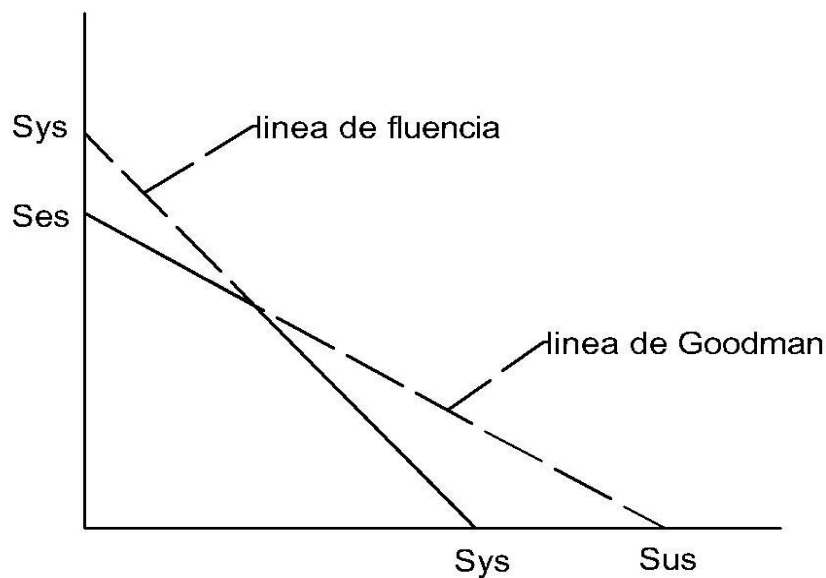


Figura 65

1.7.4.6. Uniones atornilladas

Comprobación de la unión

El estudio de una unión metálica cabe interpretarlo como el de una cadena en la que hay que verificar cada uno de sus eslabones o componentes (básicas). Por ejemplo, en la unión entre una viga y un pilar, estas componentes básicas son: Resistencia a cortante de alma del pilar, resistencia a compresión del alma del pilar, resistencia a tracción del alma del pilar, resistencia a flexión de las alas de un pilar, resistencia a flexión de la chapa frontal, resistencia a compresión del ala y alma de la viga, etc.

Es obvio que la ausencia o el fallo de un eslabón o componente básica de la cadena, invalida todo el sistema.

Modos de fallo

Se tiene que comprobar que ninguno de los elementos que conforman la unión, agota bajo las tensiones a las que se puede ver sometida la unión.

Según la forma en que trabaje la unión, puede fallar por diferentes modos:

- a) La unión podría fallar por agotamiento del material de las chapas a unir en las paredes del taladro efectuado para alojar el tornillo. La resistencia frente al aplastamiento se expresa en función de la tensión de rotura del acero de las chapas a unir y no de la tensión del límite elástico, debido a la existencia inevitable de valores altos en las deformaciones locales que hacen trabajar el material a tensiones más allá del límite elástico.
- b) También se tiene que comprobar frente a cortadura, que este esfuerzo se produce cuando, en el vástago, las chapas unidas tratan de deslizarse una con respecto a la otra.
- c) En una unión atornillada con los tornillos trabajando normalmente a su eje (por cortadura y aplastamiento) es preciso comprobar las piezas a unir cuando están sometidas a tracción, ya que los taladros son un debilitamiento que, si es excesivo, puede llevar a la rotura de la pieza por desgarramiento.
- d) En las uniones donde existen esfuerzos de tracción en la dirección del eje del tornillo, se tiene que comprobar la resistencia del tornillo, que depende, como es lógico, de la resistencia de cálculo del tornillo y de su área.
- e) Si la unión trabaja a tracción y a cortante, es necesario comprobar que no falle bajo esta sollicitación combinada.

f) En los tornillos de alta resistencia pretensados. Frente a cargas perpendiculares al eje de los tornillos la unión resiste mediante el rozamiento entre chapas favorecido por el esfuerzo de pretensado. Cuando la carga perpendicular alcanza el valor de la resistencia por rozamiento, la unión desliza hasta que el vástago del tornillo entra en contacto con las paredes del taladro. A partir de este momento, la parte de las fuerzas exteriores no absorbidas por el rozamiento deberán serlo por el tornillo de alta resistencia trabajando a cortadura y aplastamiento.

Categorías de uniones atornilladas

En la EAE y el EC3 las uniones atornilladas se clasifican, en función de la manera de trabajar de los tornillos, en cinco categorías (en el CTE no se explicita esta clasificación). Cada una de estas categorías precisa de unas comprobaciones determinadas.

Si los tornillos están solicitados en dirección normal a su eje (cortante) tenemos:

- Categoría A: Trabajan a cortadura y aplastamiento. Para uniones de esta categoría se permiten tornillos de cualquier calidad, incluso de alta resistencia sin pretensar o pretensados pero sin controlar su par de apriete.

$$F_{v,Sd} \leq F_{v,Rd}$$

$$F_{v,Sd} \leq F_{b,Rd}$$

- Categoría B: Resistentes al deslizamiento en E.L.S. En esta categoría se utilizarán tornillos de alta resistencia pretensados con apriete controlado.

$$F_{v,Sd,ser} \leq F_{s,Rd,ser}$$

$$F_{v,Sd} \leq F_{v,Rd}$$

$$F_{v,Sd} \leq F_{b,Rd}$$

- Categoría C: resistentes al deslizamiento en E.L.U.

$$F_{v,Sd} \leq F_{s,Rd}$$

$$F_{v,Sd} \leq F_{b,Rd}$$

$$F_{v,Sd} \leq N_{net,Rd}$$

En el caso de los tornillos solicitados según la dirección de su eje, tracción, tenemos:

- Categoría D: Uniones con tornillos sin pretensar. Para esta categoría se utilizarán tornillos ordinarios o de alta resistencia, aunque no se requiere pretensado.

$$\begin{aligned} F_{t,Sd} &\leq F_{t,Rd} \\ F_{t,Sd} &\leq B_{p,Rd} \end{aligned}$$

- Categoría E: Uniones con tornillos pretensados de alta resistencia. Se utilizarán sólo tornillos de alta resistencia con apretado controlado.

$$\begin{aligned} F_{t,Sd} &\leq F_{t,Rd} \\ F_{t,Sd} &\leq B_{p,Rd} \end{aligned}$$

Expresiones para el cálculo de resistencias

Resistencia a cortante:

$$F_{v,Rd} = \frac{\alpha_v \cdot f_{ub} \cdot A_s \cdot n}{\gamma_{M2}}$$

Dónde,

$\alpha_v = 0.5$ excepto para tornillos 4.6, 5.5 y 8.8. En el CTE siempre toma el valor de 0.5 si excepciones.
 f_{ub} = resistencia a tracción del tornillo.
 A_s = área resistente de vástago del tornillo.
 n = número de planos de corte.
 γ_{M2} = coeficiente de seguridad, 1.25.

Resistencia a tracción:

$$F_{t,Rd} = \frac{k_2 \cdot f_{ub} \cdot A_s}{\gamma_{M2}}$$

Dónde:

$K_2 = 0.9$ para tornillos sin cabeza avellanada

Utilizaremos tornillos de 4 milímetros de diámetro y de grado 8.8 cuya resistencia a tracción (f_{ub}) es de 800 N/mm^2 y límite elástico (f_{yb}) es de 640 N/mm^2 .

Calcularemos:

Tracción:

$$F_{t,Rd} = \frac{k_2 \cdot f_{ub} \cdot A_s}{\gamma_{M2}}$$

$$F_{t,Rd} = \frac{0.9 \cdot 800 \cdot 8.78}{1.25} = 5057.25 \text{ N}$$

Donde

$F_{t,Sd} = 5.83 \text{ N}$ (Fuerza axil en nuestra barra de dirección)

$F_{t,Sd} = 2541 \text{ N}$ (Fuerza axil en nuestra barra de dirección en caso de colisión)

Debemos

cumplir

que

$$F_{t,Sd} \leq F_{t,Rd}$$

$$6.65 \text{ N} < 5057.25 \text{ N}$$

$$2541 \text{ N} < 5057.25 \text{ N (en caso de colisión)}$$

Por lo que nuestra unión atornillada cumple con la normativa. La unión constara de 4 tornillos distribuidos en ángulo de 90° .

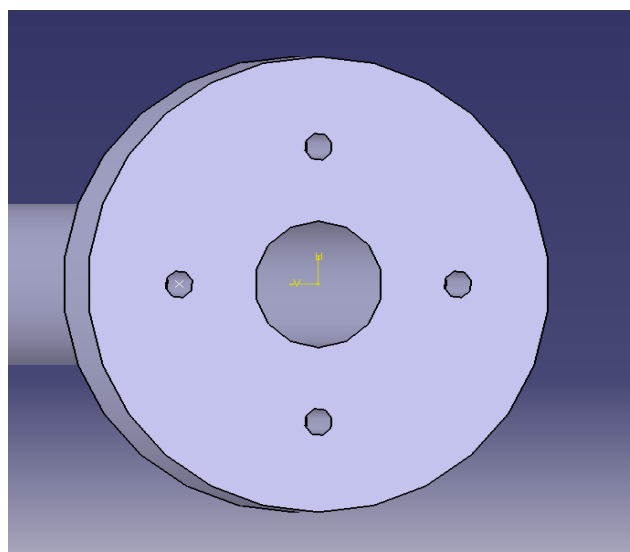


Figura 66

Diseño final de la columna de dirección

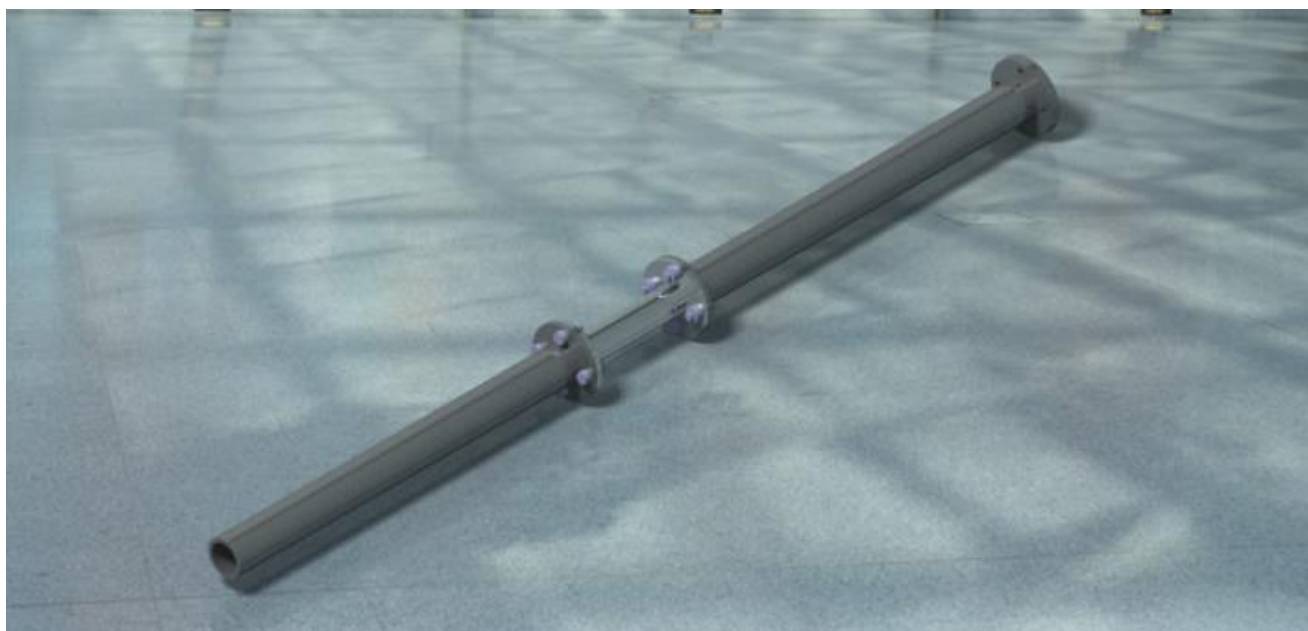


Figura 67

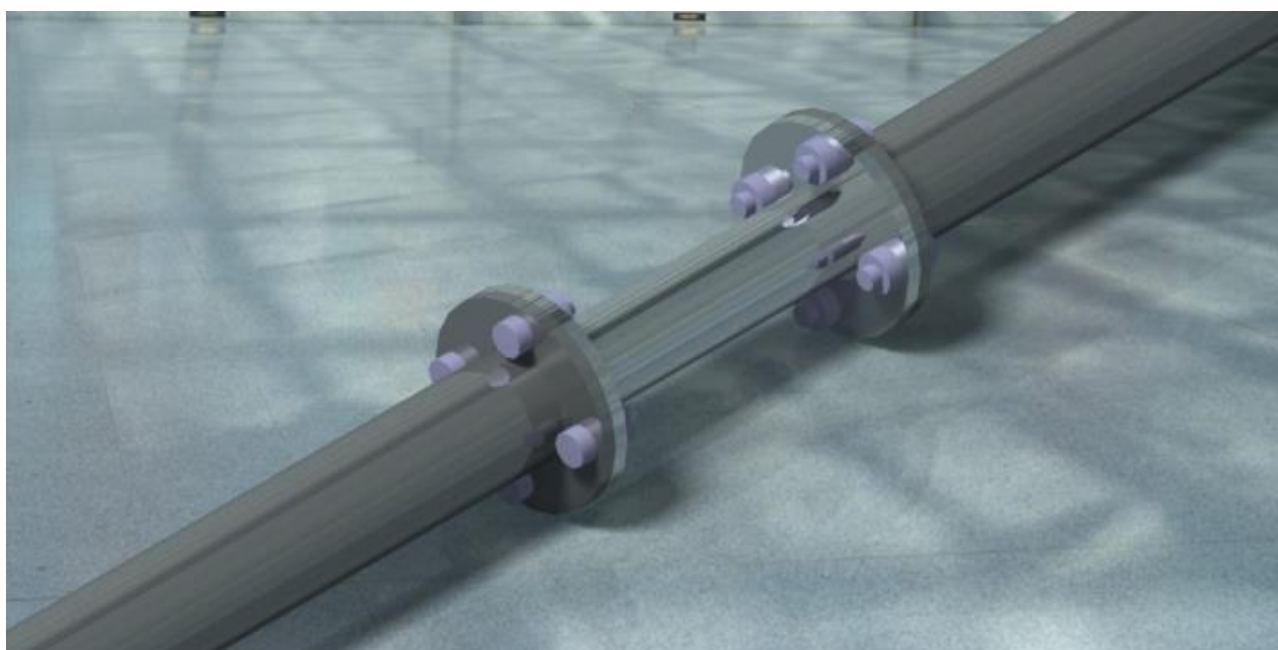


Figura 68

1.8. PIÑÓN-CREMALLERA

1.8.1. Engranajes rectos. Introducción.

Son elementos esenciales en la mayoría de las máquinas, son de uso frecuente y extenso. El estudio de engranajes suele abordar:

- 1) análisis cinemático.
- 2) análisis de las fuerzas.
- 3) diseño de engranes (dimensiones).
- 4) consideración desgaste.

Los engranajes rectos se utilizan para transmitir movimientos de rotación entre ejes paralelos. Los dientes son paralelos al eje de rotación. En la Figura 8.1 se representan las características principales de un engranaje recto:

- p, paso circular (medido en la circunferencia de paso en mm entre 2 dientes).
- m, módulo $m = d/Z$
- Z, número de dientes
- a, adendo
- t, dedendo.

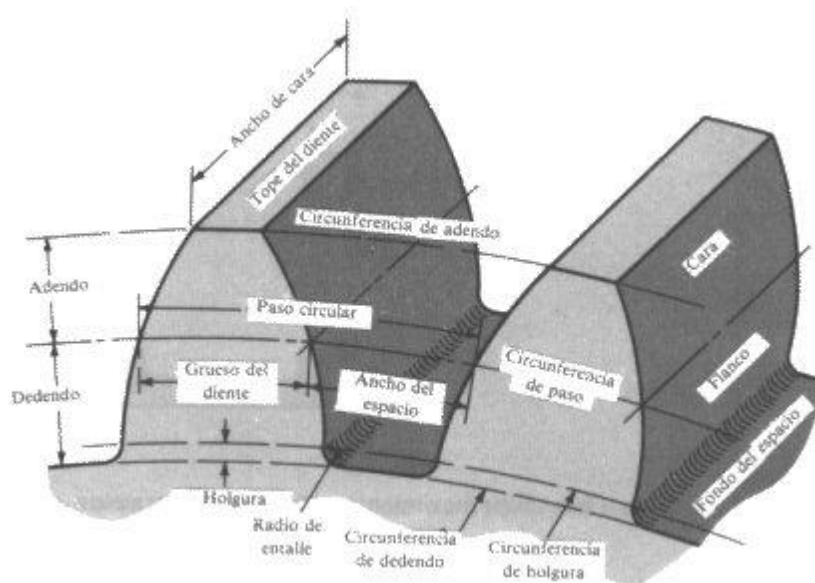


Figura 69. Nomenclatura de los dientes de engrane

Se definen a continuación algunos puntos importantes para entender el funcionamiento de los engranajes

Acción conjugada.

Los engranajes son de acción conjugada cuando los perfiles de los dientes se diseñan para que se produzca una relación constante de velocidades angulares durante su funcionamiento de contacto. Normalmente se usan perfiles de evolvente.

Línea de acción.

Cuando una superficie empuja a otra, el punto de contacto está donde las dos superficies son tangentes entre sí y en cualquier instante las fuerzas están dirigidas a lo largo de la normal común.

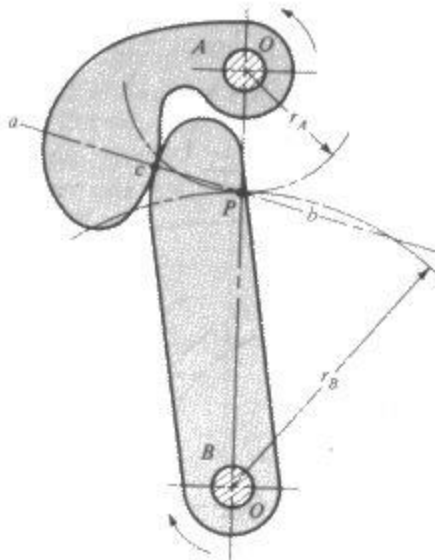


Figura 70. Levas con perfiles en contacto

A partir de la Figura 70 conviene recordar que:

- ab es la línea de acción
- La relación entre las velocidades angulares de las levas es inversamente proporcional a los radios a P.
- Las circunferencias de paso son las de centro en O y pasan por P (punto de paso).
- Para transmitir relación constante de velocidades, P debe permanecer constante.

En el caso de perfiles de evolvente se puede demostrar que todos los puntos de contacto están sobre ab y que todas las normales a los perfiles en el punto de contacto coinciden con ab. Compruébese en la Figura 71

$$V = r_1 \cdot \omega_1 = r_2 \cdot \omega_2$$

Donde

- $r_{1,2}$ radio de paso
- $\omega_{1,2}$ velocidad angular

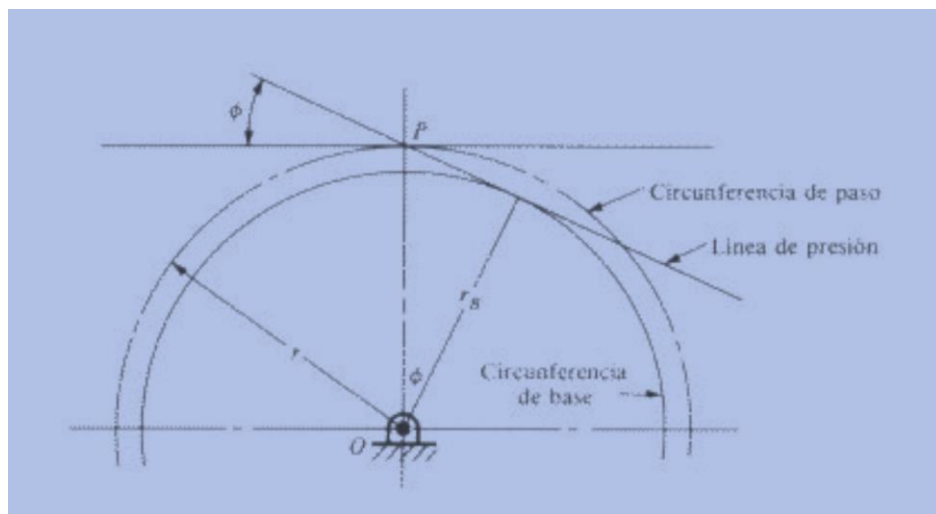


Figura 71. Ángulo de presión, circunferencia de base y de paso.

Se llama ángulo de presión al que forma la línea de acción con la tangente a la circunferencia de paso, ϕ (20° ó 25° son los ángulos normalizados). Llamando r al radio de paso y p al paso circular, se obtienen las siguientes expresiones para el paso de base y el radio de base:

$$r_b = r \cdot \cos(\phi)$$

$$p_b = p \cdot \cos(\phi)$$

La Figura 72 permite explicar dónde y cómo se produce el contacto entre engrane y piñón.

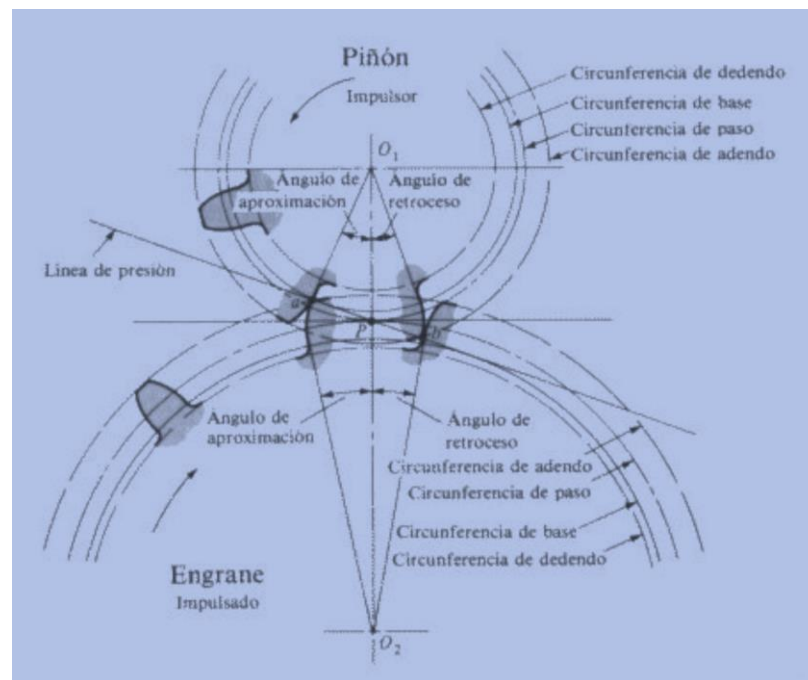


Figura 72. Engrane y piñón. Contacto

El contacto inicial tendrá lugar cuando el flanco del diente impulsor quede en contacto con la punta del impulsado (punto a, donde la línea ab cruza la circunferencia de adendo del engranaje).

El punto de contacto final sucede cuando la circunferencia de adendo del impulsor corta a la línea de presión (punto b).

Si se aumenta la distancia entre centros de un par de engranes (respecto de la distancia que corresponde a las circunferencias de paso de diseño) se originan dos nuevas circunferencias de paso de operación. Este cambio no influye en las circunferencias base, pero se incrementa el ángulo de presión y se reduce la longitud de la línea de acción.

Elementos de los engranajes cilíndricos de dientes rectos. Notación

Cuando dos engranajes engranan entre sí, el contacto que hacen los dientes de ambos se realiza en la línea que marca el perímetro de la superficie de dos cilindros lisos ideales, pertenecientes a cada uno de ellos, que se transmiten por fricción el movimiento de rotación de sus ejes sin deslizar uno sobre otro, denominados *cilindros primitivos*, constituyendo la circunferencia de cada superficie, la *circunferencia primitiva* de los engranajes. Los distintos parámetros de un engranaje y el cálculo de los mismos están referidos a su circunferencia primitiva.

Por lo general se denomina al engranaje de mayor diámetro *rueda* y al de menor diámetro *piñón*. A continuación se ilustra la terminología básica más usada de los distintos elementos que componen un engranaje, mostrándose en las figuras que siguen los mismos. En la figura (Fig.4.15) se indican las circunferencias primitivas del piñón y de la rueda, cuyos ejes O_1 y O_2 están separados la distancia L . En ella se observan además, los diámetros primitivos D_p de la rueda y d_p del piñón y sus radios primitivos R_p y r_p respectivamente; se indica con n_1 el número de vueltas por minuto con que gira la rueda y con n_2 con la que gira el piñón, siendo z_1 y z_2 el número de dientes de cada uno de ellos respectivamente; v es la velocidad tangencial del punto de contacto de los dientes. En la figura (Fig.4.16) se muestran dos dientes de la rueda, en la que se notan:

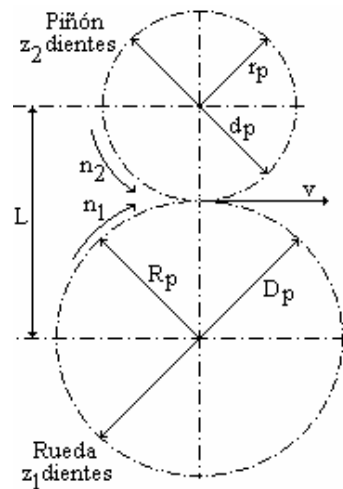


Figura 73

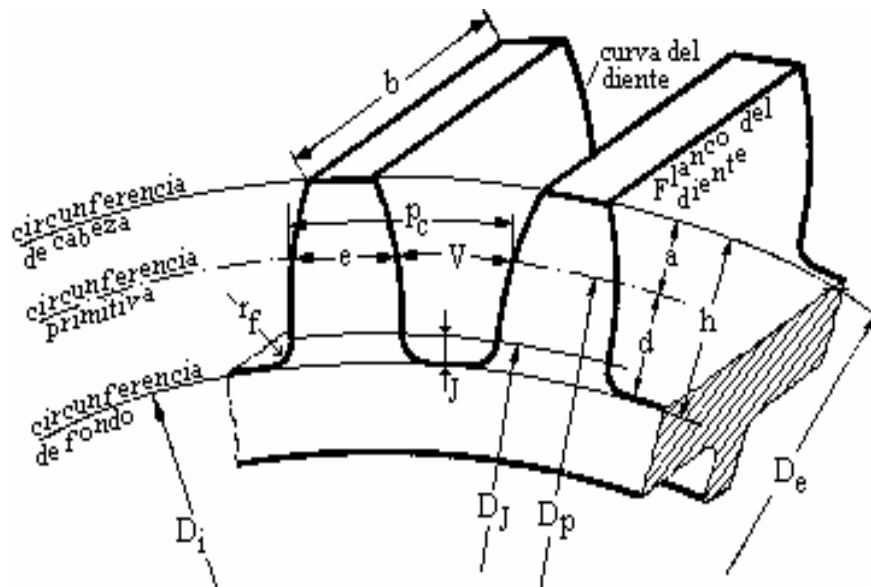


Figura 74

Circunferencia Primitiva

Los diámetros de esos dos cilindros que, en la figura, hacen contacto, en el engranaje solo quedan como una circunferencia teórica, pero es muy importante dado que en ella se basan todos los cálculos y la distancia entre los ejes de corona, piñón y cremallera. A esta circunferencia se la denomina “Circunferencia Primitiva” y a su diámetro “Diámetro primitivo” (D_p) y llamaremos a su radio como R_p .

Paso Circular

Como es lógico, en un engranaje tenemos que tener un número entero de dientes (Z). Esto nos lleva a que el paso (espacio entre dos dientes consecutivos, el espacio de un vano más el espesor de un diente) medido sobre la Circunferencia Primitiva debe ser múltiplo de π (léase Pi), dado que la longitud de la circunferencia es $\pi \cdot D_p$. Luego el Paso Circular (P) viene dado por la fórmula:

$$P = \frac{\pi \cdot D_p}{Z}$$

Donde Z es el Número de Dientes.

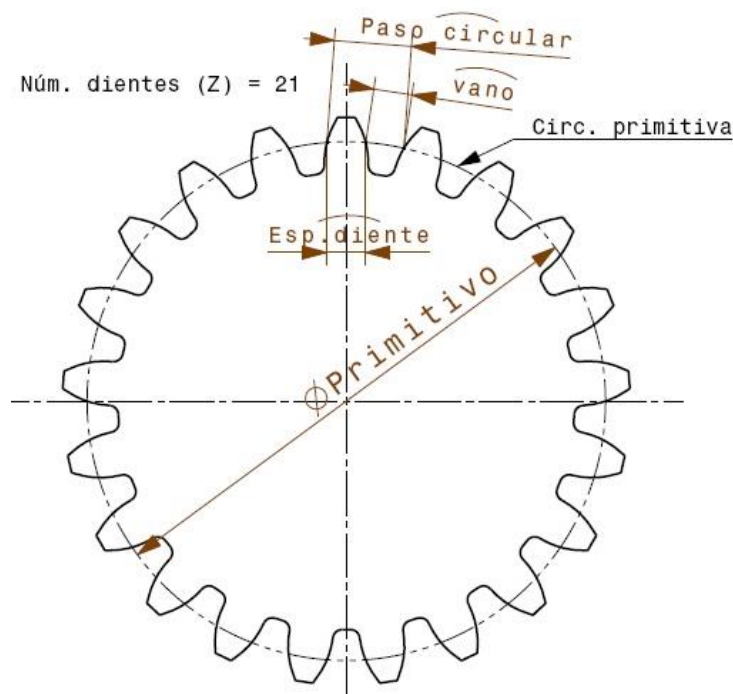


Figura 75

El espesor del diente (**e**), medido sobre la circunferencia primitiva, es igual a la mitad del Paso Circular (P). La otra mitad corresponde al vano (**v**).

Módulo

Para facilidad en vez de hablar de paso circular (P), que es un número decimal largo, se habla del Módulo que es la relación que existe entre el Paso Circular (P) y π . Aunque en muchos sitios se le designa como si fuera un número “adimensional”, en realidad tiene dimensiones porque el Paso circular viene en milímetros y Pi es adimensional, luego la división da milímetros. Tenemos que tener muy en cuenta que para que los dientes de un engranaje engranen en los de otro ambos tienen que tener el mismo Módulo (M) que es lo mismo que decir el mismo tienen el mismo Paso Circular, claro.

$$M(mm) = \frac{P(mm)}{\pi}$$

Los valores de los módulos están tabulados:

Módulo métrico (mm)	Módulo métrico (mm)	Módulo métrico (mm)
0.4	2.5	12
0.5	3	16
0.8	4	20
1	5	25
1.25	6	32
1.5	8	40
2	10	50

Especificaciones de la AGMA para engranes con dientes de altura completa.

Es una norma la que especifica las relaciones que existen entre el ángulo de presión, el addendo, el dedendo, la altura total del diente, la altura de trabajo del diente, el espesor del diente, la holgura circunferencial o claro, etc.

PARÁMETRO	PASO BASTO ($P_d < 20$)	PASO FINO ($P_d \geq 20$)
Angulo de presión (Φ)	20° ó 25°	20°
Addendo (a)	1.000/ P_d	1.000/ P_d
Dedendo (b)	1.250/ P_d	1.250/ P_d
Altura total del diente (h_t)	2.250/ P_d	2.200/ P_d + 0.002pulg
Altura de trab. del diente	2.000/ P_d	2.000/ P_d
Espesor del diente (t_d)	1.571/ P_d	1.571/ P_d
Claro (c)	0.350/ P_d	0.350/ P_d + 0.002pulg

Los valores mínimos de número de dientes que deberá poseer un piñón para engranar con una cremallera, ambos con dientes de profundidad completa; para que no se produzca interferencia entre sus dientes.

ÁNGULO DE PRESIÓN Φ	NÚMERO MÍNIMO DE DIENTES DEL PIÑÓN
14.5	32
20	18
25	12

1.8.2. Estados de carga y esfuerzos.

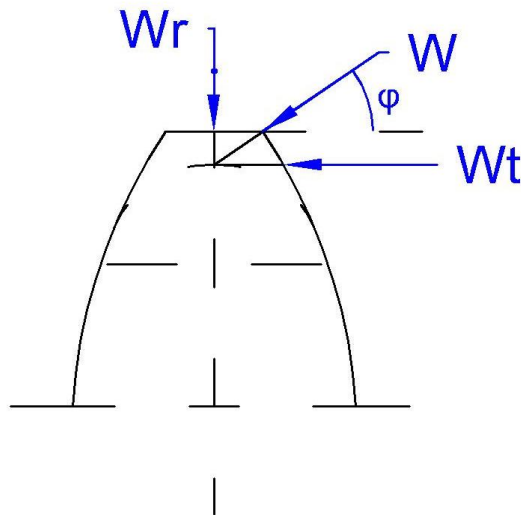


Figura 76

Las magnitudes de las componentes radial y tangencial, así como, la carga total que actúa sobre el diente se determinan a partir de las expresiones:

$$W_t = \frac{2T}{D_p} = \frac{2TP_d}{N}$$

$$W_r = W_t \cdot \tan(\varphi)$$

$$W = \frac{W_t}{\cos(\varphi)}$$

HIPÓTESIS DE LA ECUACIÓN DE ESFUERZO DE LEWIS

- La carga plena se aplica en la punta de un solo diente.
- El efecto de la componente radial, W_r , es despreciable
- La carga se distribuye uniformemente en el ancho de la cara del diente.
- Las fuerzas de fricción por deslizamiento son despreciables.
- La concentración de esfuerzo en la raíz del diente no es considerada.

El momento flector sobre la sección AC es:

$$M = W_t \cdot h$$

Con el ancho de cara F , el módulo de flexión de la sección transversal es:

$$Z = \frac{I}{\frac{1}{2}t} = \frac{\frac{1}{12}Ft^2}{\frac{1}{2}t} = \frac{1}{6}Ft^2$$

Así, el esfuerzo máximo es:

$$\sigma = \frac{M}{Z} = \frac{W_t \cdot h}{\frac{1}{6}Ft^2}$$

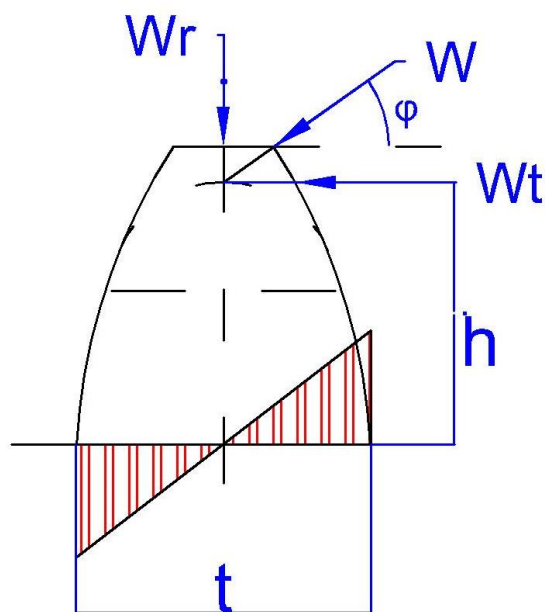


Figura 77

Según Lewis (1893):

$$\frac{h}{\frac{1}{2} \cdot t} = \frac{\frac{1}{2} \cdot t}{x} \quad \rightarrow h = \frac{t^2}{4x}$$

Si el esfuerzo máximo es:

$$\sigma = \frac{W_t \cdot h}{\frac{1}{6} F t^2}$$

Entonces:

$$\sigma = \frac{W_t}{\frac{2}{3} F_x} \cdot \frac{P_d}{P_d} = \frac{W_t P_d}{F Y}$$

Dónde $Y = \frac{2}{3} x P_d$ es el factor de forma de Lewis

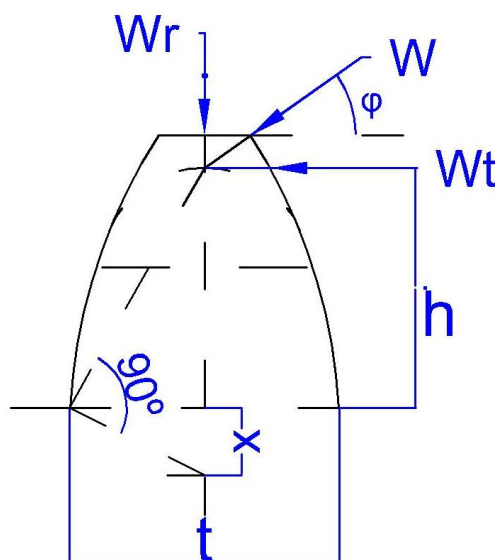


Figura 78

La ecuación de flexión de la AGMA se basa en las siguientes hipótesis:

- 1) La razón de contacto es entre 1 y 2.
- 2) No hay interferencia entre los engranes.
- 3) Ningún diente es puntiagudo.
- 4) Existe un juego distinto de cero.
- 5) Los filetes de las raíces son estándar, se suponen lisos.
- 6) Se desprecia las fuerzas de fricción

Las dos formas fundamentales de la AGMA para la determinación del esfuerzo flexionante de trabajo que se induce en los dientes de los engranes de dientes rectos son:

$$\sigma_f = \frac{W_t K_a K_m K_s K_b}{F \cdot m \cdot J \cdot K_v}$$

Dónde:

σ_f : esfuerzo de trabajo por flexión en los dientes

J: factor geométrico

K_m : factor de forma y determinación de carga

K_a : factor de aplicación

K_v : factor dinámico

K_s : factor de tamaño

K_b : factor de espesor del “rim”

Factor J

El factor J toma en consideración los aspectos siguientes: el punto de aplicación de la carga en el diente, la forma que poseen los dientes, el efecto de concentración de esfuerzos y la forma como está compartida la carga.

Para un conjunto de engranes de altura completa y carga compartida podemos determinar el factor geométrico de la siguiente manera.

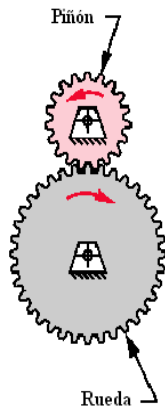
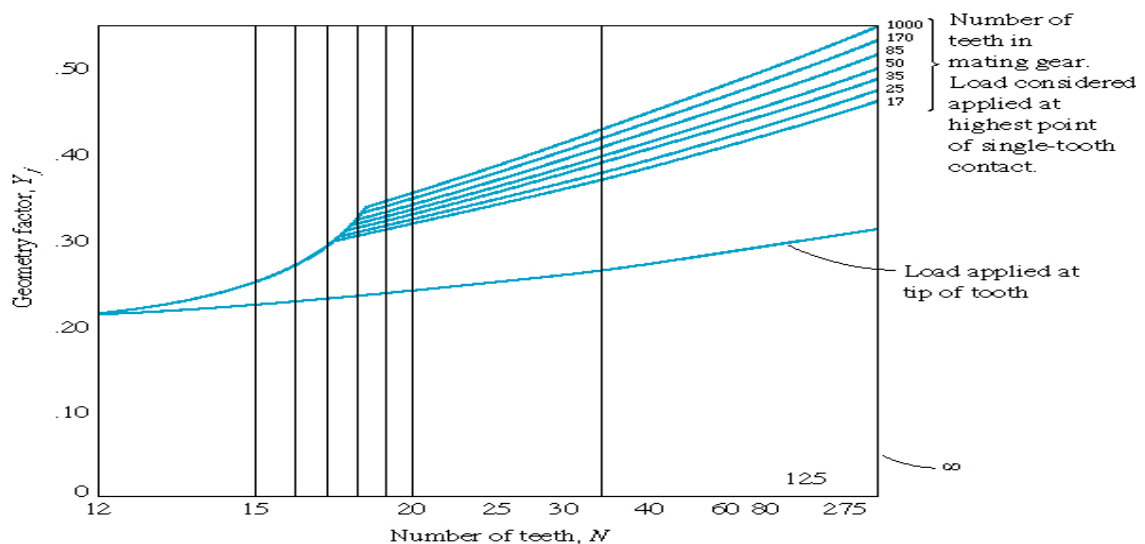


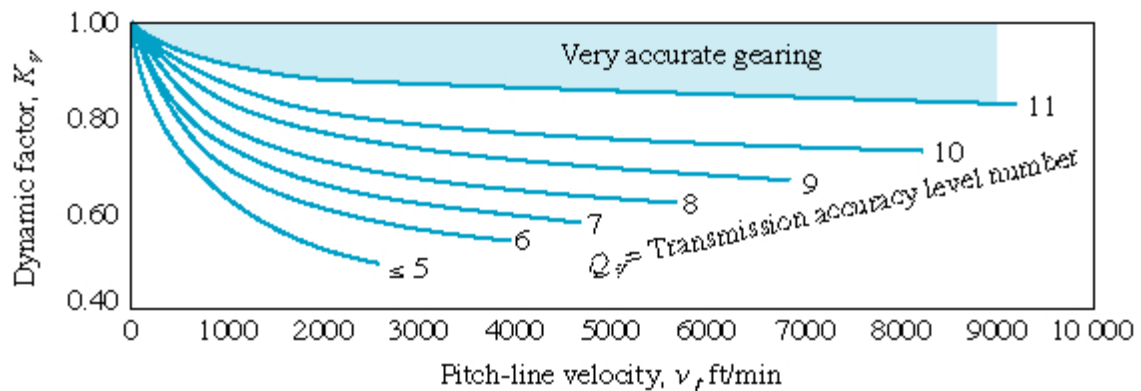
Table 11-9 AGMA Bending Geometry Factor J for 20° , Full-Depth Teeth

Gear teeth	Pinion teeth									
	12		14		17		21		26	
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G
12	U	U								
14	U	U	U	U						
17	U	U	U	U	U	U				
21	U	U	U	U	U	U	0.33	0.33		
26	U	U	U	U	U	U	0.33	0.35	0.35	0.35
35	U	U	U	U	U	U	0.34	0.37	0.36	0.38
55	U	U	U	U	U	U	0.34	0.40	0.37	0.41
135	U	U	U	U	U	U	0.35	0.43	0.38	0.44



Factor de carga dinámico K_v (C_v)

El factor de carga dinámico K_v (C_v) se introdujo inicialmente para tomar en cuenta factores como la inexactitud de la separación entre los dientes, el hecho de los perfiles de los dientes no son involutas perfectas, el efecto de la línea primitiva y la velocidad angular, la deformación bajo carga del eje y sus soportes, la deformación de los dientes bajo carga, vibraciones generadas por aplicaciones de carga de impacto, y la carga transmitida por pulgada de ancho de cara del engrane. La AGMA suministra gráficas para la determinación del factor dinámico en velocidad en la línea primitiva, y de los índices de calidad Q_v , los cuales definen las tolerancias para engranes de diferentes tamaños y fabricados de una clase de calidad específica.



Familia de curvas para la determinación de los factores dinámicos K_v y C_v

El cálculo del factor dinámico se basa en los índices de calidad Q_v , y se realiza a partir de las expresiones.

$$K_v = C_v = \left[\frac{A}{A + V^{1/2}} \right]^B$$

Donde A y B se obtienen de:

$$A = 50 + 56(1 - B) \quad B = \frac{(12 - Q_v)^{2/3}}{4} \quad \text{para } 6 \leq Q_v \leq 11$$

Los valores del índice de calidad Q_v recomendada en función de la velocidad en ft/min. Con la velocidad encontramos el rango recomendado del índice de calidad.

Table 11-7

Recommended Gear
Quality Numbers for
Pitch Line Velocity

Pitch Velocity	Q_v
0–800 fpm	6–8
800–2000 fpm	8–10
2000–4000 fpm	10–12
Over 4000 fpm	12–14

Factor de distribución de carga K_m (Cm)

El factor de distribución de carga K_m (Cm) se emplea para considerar los aspectos siguientes: el desalineamiento de los ejes geométricos de rotación, las desviaciones del avance, y las de flexiones elásticas originadas por las cargas en los ejes, cojinetes o en el alojamiento.

F en pulg (mm)	Factor K_m
< 2 (50)	1.6
Hasta 6 (150)	1.7
Hasta 9 (230)	1.8
>20 (500)	2.0

Valores del factor de distribución de carga K_m en función de la anchura de la cara

Para tomar en consideración el hecho de que la carga transmitida no se distribuya uniformemente a lo largo de la anchura del diente, se ha llegado a determinar restricciones para la anchura de la cara en función del paso diametral y el paso circunferencial, dichas restricciones son:

$$\frac{8}{P_d} < F < \frac{16}{P_d} \qquad \frac{8P_c}{\pi} < F < \frac{16P_c}{\pi}$$

Estas restricciones no son rígidas, puesto que a medida que los dientes son fabricados con mayor precisión, los perfiles de los mismos se acercan más al perfil teórico.

Factor de tamaño K_s

El factor de tamaño K_s toma en consideración principalmente, cualquier falta de uniformidad de las propiedades del material del cual se fabrica el engrane. La AGMA no establece normas para este factor, se recomienda utilizar el valor de 1 salvo que se presenten situaciones particulares; como el caso de los dientes demasiado largos; donde debería tomarse valores mayores. Valores conservativos para K_s podrían establecerse en el rango,

$$1.25 \leq K_s \leq 1.5$$

Factor de aplicación de carga Ka

El factor de aplicación de carga Ka El factor de aplicación de carga Ka (Ca) se utiliza con el objeto de compensar la posible existencia de valores de carga real mayores que la carga transmitida Wt. En efecto, los momentos de flexión fluctuantes podrían originar variaciones de carga tangencial de magnitud mayor que la carga transmitida Wt. Y todo dependerá de cómo se realiza la transmisión entre la maquina conductora y la conducida.

Máquina conductora	Máquina conducida		
	Uniforme	Choque moderado	Choque pesado
-Uniforme: motor eléctrico, turbina, etc.	1.00	1.25	1.75 ó mayor
-Carga ligera: máquinas muticilíndricas	1.25	1.50	2.00 ó mayor
-Choque medio: máquinas de cilindro simple.	1.50	1.75	2.25 ó mayor

Factor de espesor del “rim” Kb

El factor del “rim” Kb (Cb) considera los casos de engranes de grandiametro, hechos con un “rim” y rayos en lugar de un disco solido; donde dicho “rim” posee un espesor delgado en comparación con la altura de los dientes. La AGMA define una relación entre el espesor del “rim” y la altura de los dientes, es decir:

$$m_b = \frac{t_R}{h_t}$$

Dónde:

mb: relación detrás del pie del diente

tR: espesor del “rim” desde el diámetro de dedendo a diámetro interior del “rim”

ht: altura total del diente (suma de adendo mas el dedendo).

Los valores obtenidos en la ecuación anterior se utilizan para determinar el factor **Kb** en la forma:

$$Kb = -2m_b + 3.4 \quad \text{para } 0.5 \leq m_b \leq 1.2$$

$$Kb = 1.0 \quad \text{para } m_b \geq 1.2$$

Para la relación m_b no se recomienda valores menores de 0.5, y en el caso de engranes de discos sólidos, se toma $Kb=1$.

Los engranes rectos deben tener seguridad contra una falla por rotura debido a esfuerzos repetitivos por flexión, y además, ser capaces de poseer para la vida deseada o estimada; efectos de picadura de importancia insignificante. La picadura se puede definir como el fenómeno en el cual pequeñas partículas se remueven de la superficie de los dientes debido a las elevadas cargas de contacto superficial que se presentan durante el proceso de engrane; y se considera como falla por fatiga de la superficie de los dientes.

La ecuación fundamental de la AGMA para la determinación del esfuerzo por contacto en los dientes es:

$$\sigma_c = C_p \left(\frac{W_t C_a C_m}{F \cdot I \cdot D_p \cdot C_v} C_s C_f \right)^{1/2}$$

Dónde:

σ_c : esfuerzo por contacto superficial.

CP: coeficiente elástico

I: factor geométrico

C_a , C_m , C_v y C_s : son iguales a los valores K_a , K_m , K_v y K_s respectivamente, y se determinan de la misma forma.

C_f : factor de condición de superficie.

Coefficiente Cp

El coeficiente Cp toma en consideración las diferencias de los materiales del piñón y la rueda. Por ejemplo:

TABLA 11-18 Coeficiente elástico AGMA Cp en unidades de [psi]^{0.5} ([MPa]^{0.5})*

Material del piñón	E _p psi (MPa)	Material del engrane					
		Acero	Hierro maleable	Hierro nodular	Hierro fundido	Bronce al aluminio	Bronce al estaño
Acero	30E6 (2E5)	2 300 (191)	2 180 (181)	2 160 (179)	2 100 (174)	1 950 (162)	1 900 (158)
Hierro maleable	25E6 (1.7E5)	2 180 (181)	2 090 (174)	2 070 (172)	2 020 (168)	1 900 (158)	1 850 (154)
Hierro nodular	24E6 (1.7E5)	2 160 (179)	2 070 (172)	2 050 (170)	2 000 (166)	1 880 (156)	1 830 (152)
Hierro fundido	22E6 (1.5E5)	2 100 (174)	2 020 (168)	2 000 (166)	1 960 (163)	1 850 (154)	1 800 (149)
Bronce al aluminio	17.5E6 (1.2E5)	1 950 (162)	1 900 (158)	1 880 (156)	1 850 (154)	1 750 (145)	1 700 (141)
Bronce al estaño	16E6 (1.1E5)	1 900 (158)	1 850 (154)	1 830 (152)	1 800 (149)	1 700 (141)	1 650 (137)

* Los valores de E_p de esta tabla son aproximados, y se aplicó ν = 0.3 como aproximación de la razón de Poisson para todos los materiales. De haber disponibles cifras más precisas para E_p y para ν, deberán aplicarse en la ecuación 11.23 para obtener C_p.

Si se dispone de toda la información concerniente a los materiales utilizados para piñón y rueda, el coeficiente Cp se determina en forma exacta de la expresión:

$$C_p = \left[\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \nu_p^2}{E_p} + \frac{1 - \nu_r^2}{E_r} \right)} \right]$$

Dónde:

ν_p, ν_r: relaciones de poisson de los materiales de piñón y rueda, respectivamente.

E_p, E_r: módulos de elasticidad de los materiales de piñón y rueda, respectivamente.

Factor geométrico I

El factor geométrico I, también denominado factor geométrico de resistencia a la picadura por la AGMA, toma en cuenta el radio de curvatura de los dientes de los engranes y el ángulo de presión. La AGMA define para el referido factor la expresión:

$$I = \frac{\cos(\varphi)}{D_p \left(\frac{1}{\rho_p} \pm \frac{1}{\rho_r} \right)}$$

Dónde:

ρ_p , ρ_r : radios de curvatura de los dientes del piñón y la rueda, respectivamente.

Los signos (+) para engranes externos y el signo (–) para engranes internos

Las ecuaciones para la determinación de los radios de curvatura de los dientes del piñón y rueda se obtienen de:

$$\rho_p = \left[\left(\frac{D_p}{2} + \frac{1}{Pd} \right)^2 - \left(\frac{D_p \cdot \cos(\varphi)}{2} + \right)^2 \right]^{1/2} - \frac{\pi \cos(\varphi)}{Pd}$$

$$\rho_r = C \cdot \sin(\varphi) \pm \rho_p$$

Dónde:

C: distancia entre centros de rotación del piñón y la rueda.

Factor de determinado superficial

Se aplica para tomar en consideración acabados superficiales anormalmente ásperos en los dientes den engrane.

AGMA todavía no ha establecido normas para factores de acabado superficial y recomienda que C_f se defina igual a 1 para aquellos engranes que se fabrican mediante métodos convencionales.

ESFUERZOS ADMISIBLES PARA LOS DIENTES DE ENGRANES DE DIENTES RECTOS A LA FLEXIÓN Y A LA DURABILIDAD SUPERFICIAL

Los esfuerzos de trabajo que se originan en los dientes de los engranes rectos, debidos a esfuerzos repetitivos de flexión y de contacto superficial, deberán ser comparados con esfuerzos admisibles que pueden resistir los materiales con los cuales se fabrican los engranes, para verificar si son capaces de resistir aquellos. Obviamente, que en un proceso general de diseño de estos elementos mecánicos, el objetivo principal que se busca es que los mismos, no fallen ni por ruptura de los dientes (debido a esfuerzos de flexión) ni por picadura (debido a esfuerzos por contacto superficial).

Para el caso de los esfuerzos de flexión, el esfuerzo admisible se obtiene de:

$$(\sigma_F)_{adms} = \frac{K_L}{K_T K_R} S_T$$

Dónde:

$(\sigma_F)_{adms}$: Esfuerzo de flexión admisible

K_L : factor de duración o vida

K_T : factor de temperatura

K_R : factor de confiabilidad

S_T : número de esfuerzos admisibles de la AGMA

Factor de duración o vida K_L

El factor de duración o vida K_L se determina por medio de la gráfica.

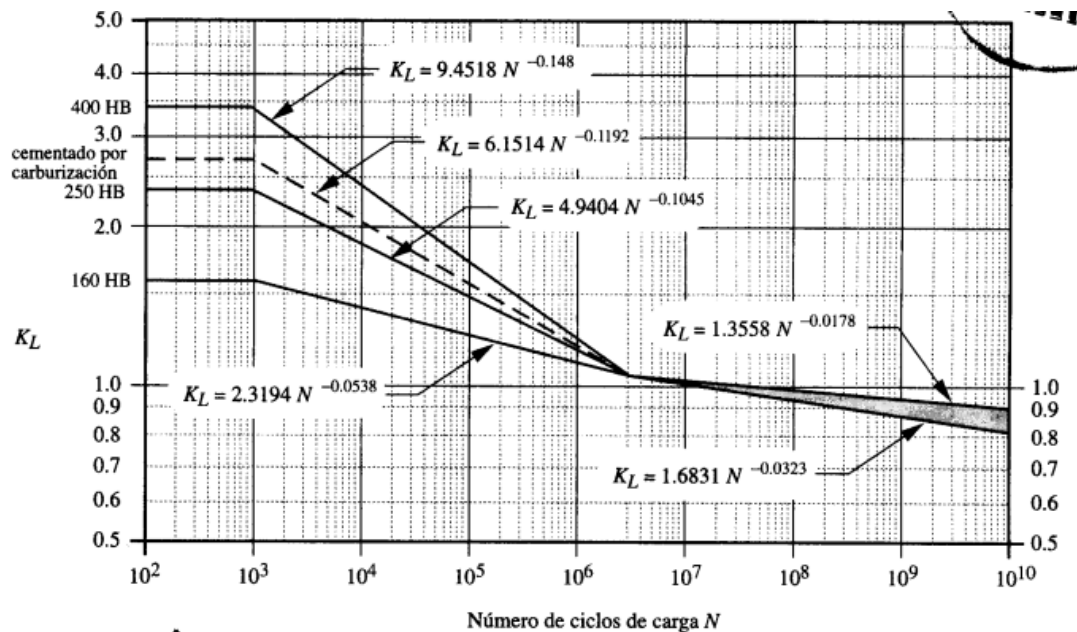


FIGURA 11-24*

Factor de vida de resistencia a flexión K_L de AGMA

Factor K_t de temperatura

El factor K_t depende de la temperatura de trabajo del engrane, este valor puede asumirse como 1 para temperaturas menores a 120°C. Para temperaturas mayores y solamente para aceros, el factor se calcula a través de:

$$K_T = \frac{460 + T_a}{620}$$

Dónde:

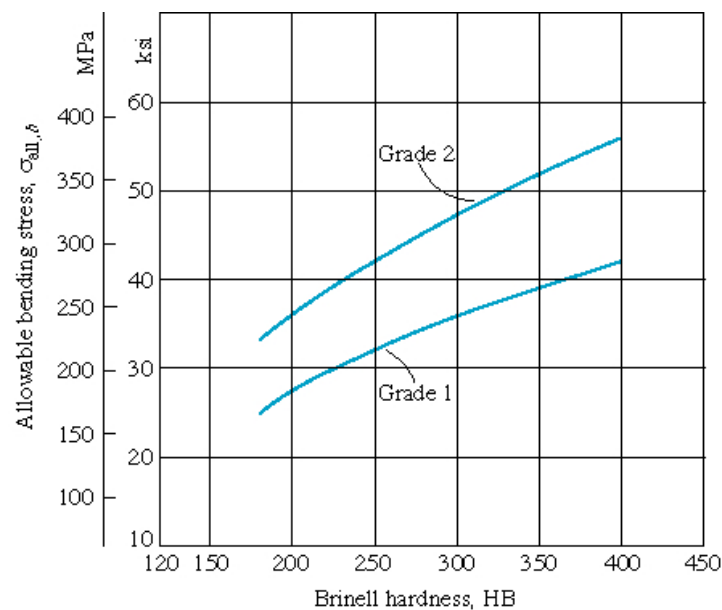
T_a : temperatura del aceite lubricante.

Factor de confiabilidad KR

El factor de confiabilidad KR es un indicativo de la probabilidad de fallo del engrane.

Confiabilidad (%)	Kr
90%	0.85
99%	1.00
99.9%	1.25
99.99%	1.50

St, número de esfuerzos admisibles



Efecto de la dureza Brinell sobre el esfuerzo flexionante permisible (St)

Los esfuerzos admisibles a la durabilidad superficial se determina de:

$$(\sigma_c)_{adms} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_C$$

Dónde:

$(\sigma C)_{adm}$: esfuerzo admisible a la durabilidad superficial

CL: factor de duración

CH: factor de relación de durezas

CT: factor de temperatura

CR: factor de confiabilidad

Sc: números de esfuerzos permisibles a la durabilidad superficial

CL, factor de duración

El factor CL posee el mismo propósito que el factor KL, aunque se obtiene de la siguiente figura.

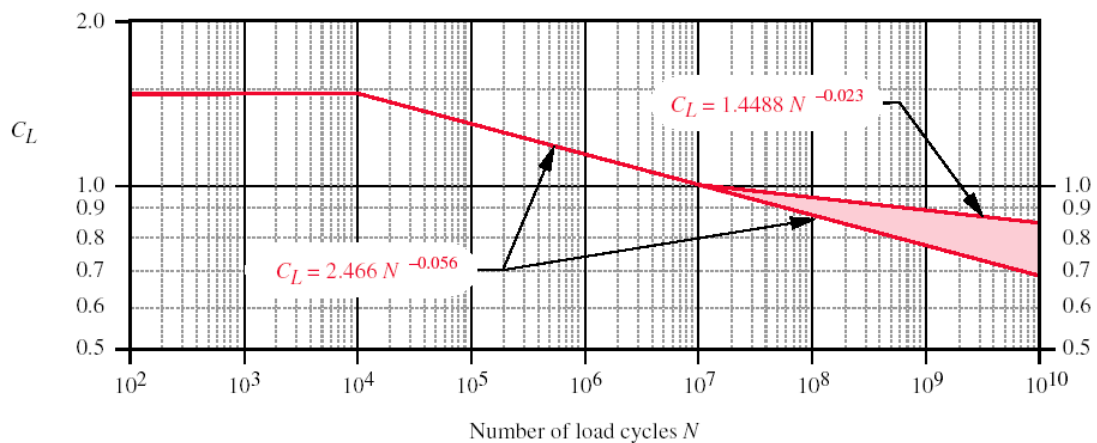


FIGURE 11-26 *

AGMA Surface-Fatigue Strength Life Factor C_L

CT, factor de temperatura y CR, factor de confiabilidad

Los factores CT y CR son idénticos, respectivamente a los factores KT y KR utilizados para esfuerzos admisibles a la flexión, y se determina de la misma forma descrita para los últimos.

CH, factor de relación de durezas

El factor CH, puede decirse que es en función de la dureza de los materiales con los cuales se fabrican el piñón y la rueda, y su valor debe ser siempre mayor que 1, con objeto de incrementar el valor de los números de esfuerzos admisibles de los materiales usados para la construcción de los engranes. Además, el factor CH solo se aplica para determinar el esfuerzo admisible a la durabilidad superficial de la rueda, y no tiene efecto sobre el piñón, con el objeto de ajustar los números de esfuerzos admisibles a la durabilidad superficial

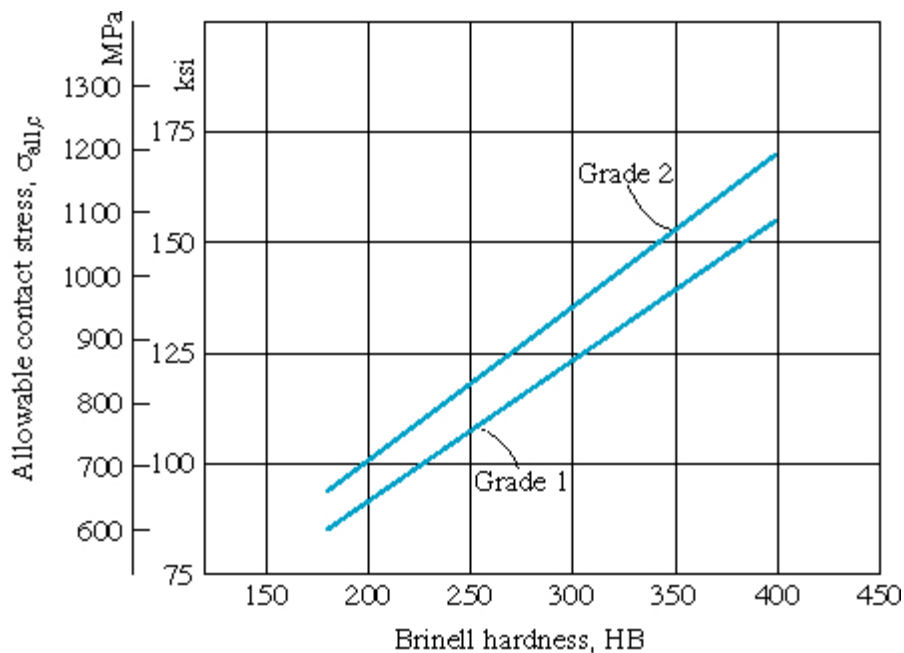
Las fórmulas para el cálculo de CH son dadas por la AGMA, dichas formulas son:

$$C_H = 1 + A(m_t - 1)$$

El valor de A se obtiene de:

$$\text{Si } \frac{(BHN)_p}{(BHN)_r} < 1.2 \quad \text{entonces } A = 0$$

Sc, números de esfuerzos permisibles a la durabilidad superficial.



Efecto de la dureza Brinell sobre el esfuerzo de contacto permisible (Sc)

SEGURIDAD CONTRA FALLO POR FLEXIÓN EN LOS DIENTES

En los engranes de dientes rectos, se tendrá seguridad contra fallo por ruptura de los dientes debido a esfuerzos repetitivos de flexión, si se cumple que,

$$\sigma_f \leq (\sigma_f)_{adm}$$

SEGURIDAD CONTRA FALLO POR PICADURA

Con el objeto de asegurar que un sistema de transmisión a través de engranes de dientes rectos posea seguridad contra fallo por picadura, debido a esfuerzos por contacto superficial tipo Hertziano, debe cumplirse que:

$$\sigma_c \leq (\sigma_c)_{adm}$$

1.8.3. Cálculo del engranaje piñón-cremallera

El engranaje piñón-cremallera va a tener 24 dientes y un módulo de 2, con un diámetro primitivo de 48 milímetros, todos los parámetros cumplen las recomendaciones de la norma AGMA, que son:

- Numero de dientes mayor de 18 para un ángulo de presión de 20°
- Utilizar un módulo normalizado (1.5, 2, 2.5, etc...)

Piñón

Como no tenía punto de partida a la hora de diseñar el piñón, el método no fue otro que utilizar las recomendaciones de la norma AGMA e ir probando distintas combinaciones de numero de dientes, modulo y diámetro primitivo hasta llegar a una que satisfaga todas las normas y sea apropiada para el diseño del piñón-cremallera.

El piñón ha sido diseñado para soportar el momento torsor que realiza el piloto a la hora de girar el volante, que asciende a 11.27 Nm.

La combinación definitiva fue la siguiente, piñón de 24 dientes, módulo 2 y Diámetro Primitivo de 48 milímetros. Ha sido fabricado en acero SAE 1080 de las siguientes propiedades:

- Dureza Brindell: 293

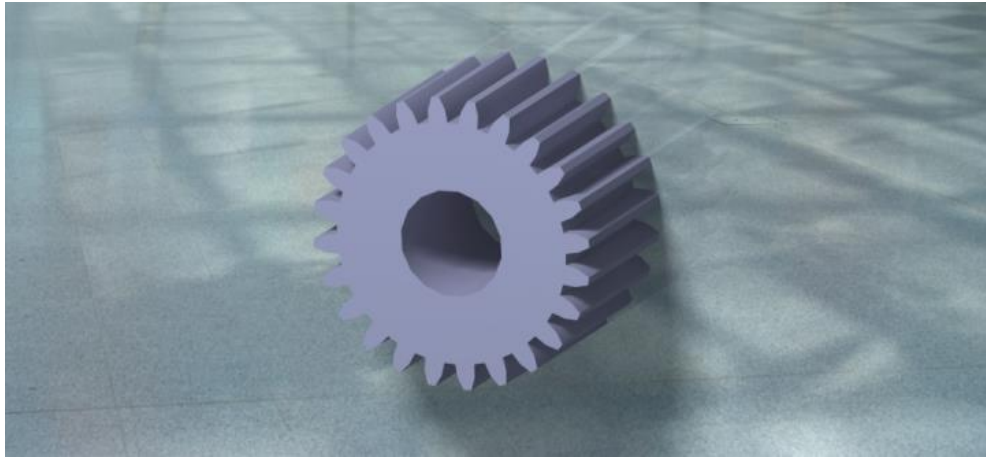


Figura 79

Con frente de cara (F) de 30 mm:

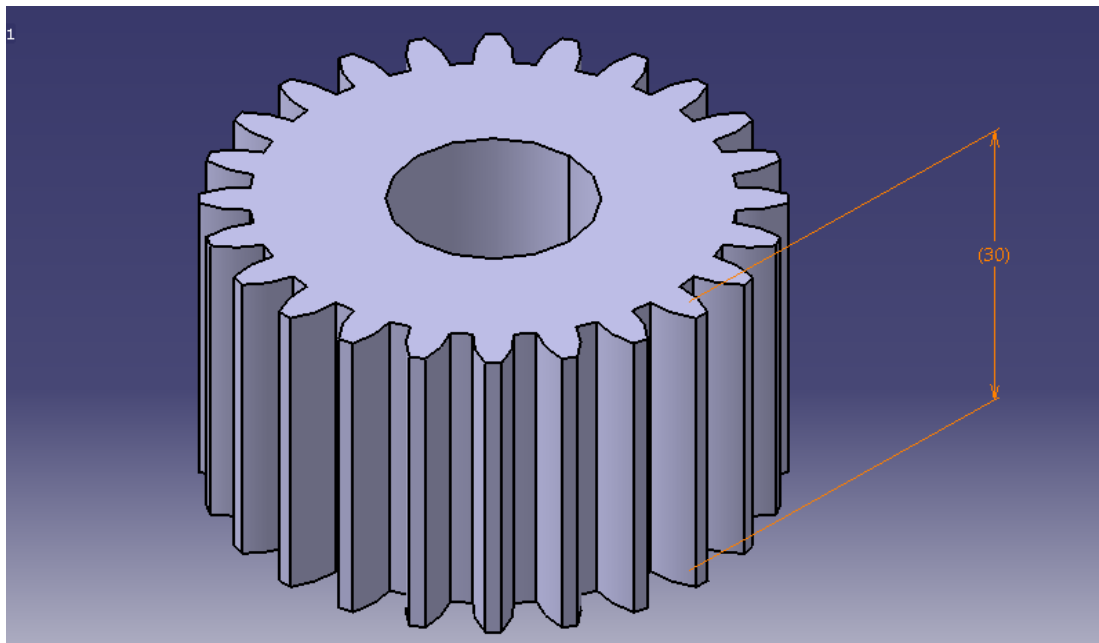


Figura 80

El diámetro interior es de 19mm, que es el mismo diámetro que tiene la columna dirección, ya que va unida a ella mediante una junta cardan

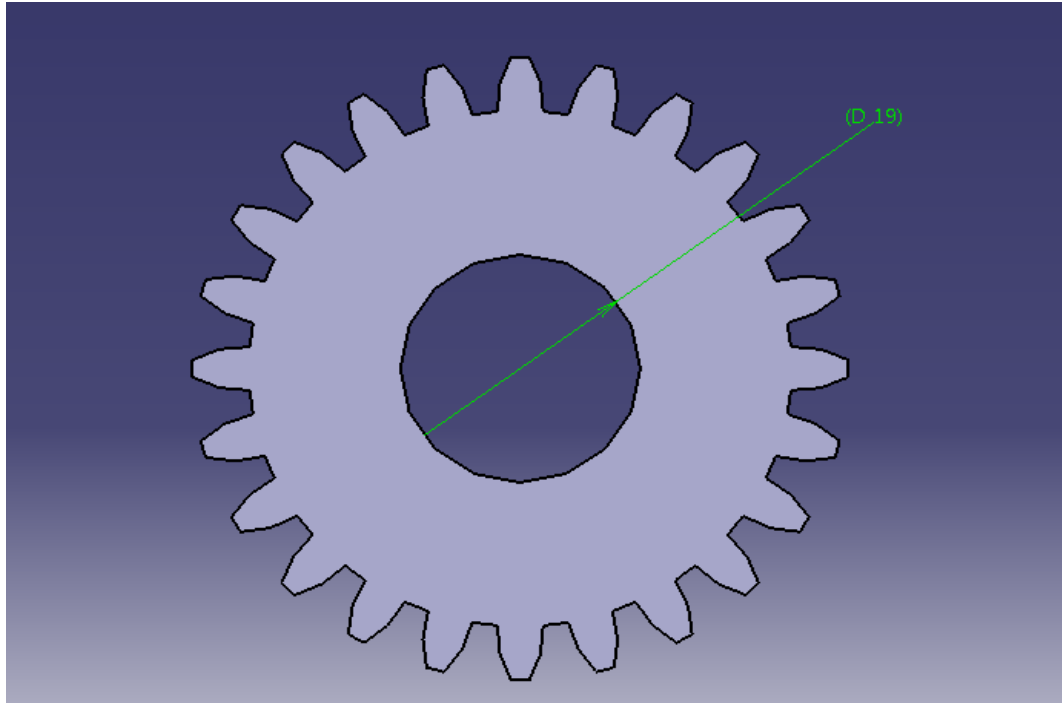


Figura 81

Cremallera

Diseñada con el mismo material que el piñon, acero SAE 1080 y bajo las normas AGMA

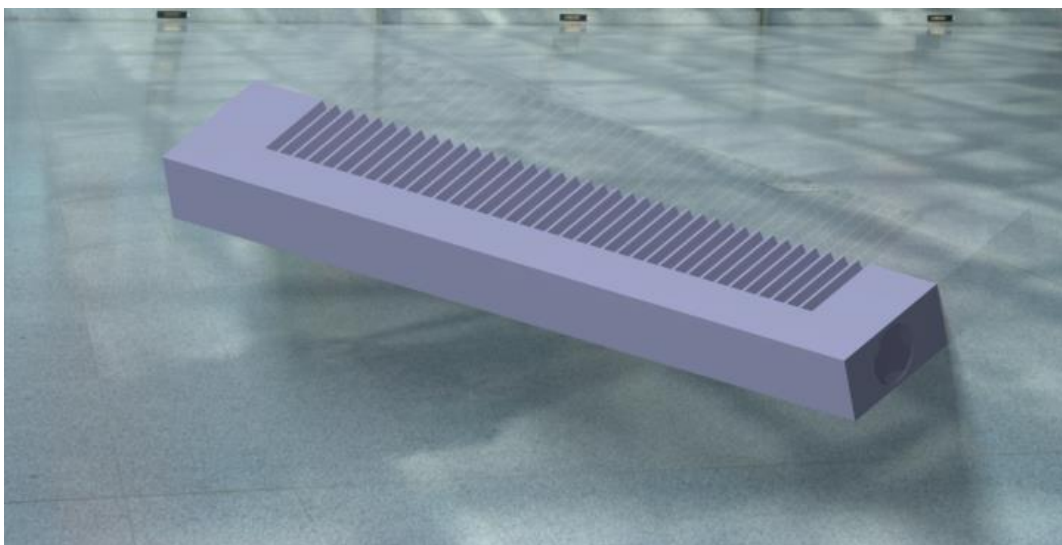


Figura 82

1.8.3.1. Cálculo de estados de carga y esfuerzos

Las magnitudes de las componentes radial y tangencial, así como, la carga total que actúa sobre el diente se determinan a partir de las expresiones:

$$W_t = \frac{2T}{D_p} = \frac{2TP_d}{N} \quad W_r = W_t \cdot \tan(\varphi) \quad W = \frac{W_t}{\cos(\varphi)}$$

Siendo:

- $D_p = 48 \text{ mm}$
- $T = 11.28 \text{ Nm}$

$$W_t = \frac{2T}{D_p} = \frac{2 \cdot 11.28}{0.048} = 470.06 \text{ N}$$

Aplicando la norma AGMA en el engranaje obtenemos una fuerza flexionante de trabajo

$$\sigma_f = \frac{W_t K_a K_m K_s K_b}{F \cdot m \cdot J \cdot K_v} = \frac{470.06 \cdot 1.75 \cdot 1.6 \cdot 1.4 \cdot 1}{30 \cdot 2 \cdot 0.38 \cdot 0.98} = \mathbf{82.46 \text{ MPa}}$$

Esta fuerza como bien hemos explicado con anterioridad y en la que describiremos todos los cálculos necesarios para hallarla en el capítulo de “Cálculos”, es la fuerza a flexión que soporta nuestro engrane, la cual debe ser menor a la fuerza admisible a flexión:

$$(\sigma_F)_{adms} = \frac{K_L}{K_T K_R} S_T = \frac{0.85}{1 \cdot 1} \cdot 275 = \mathbf{233.75 \text{ MPa}}$$

Cómo la fuerza a flexión que soporta nuestro engrane es menor que la fuerza a flexión admisible, el engrane cumple con la norma AGMA a flexión.

Ahora se va a realizar el mismo proceso pero con la fuerza por contacto.

Fuerza por contacto en el engrane:

$$\sigma_c = C_p \left(\frac{W_t C_a C_m}{F \cdot I \cdot D_p \cdot C_v} C_s C_f \right)^{\frac{1}{2}} = 191 \left(\frac{470.06 \cdot 1.75 \cdot 1.6}{30 \cdot 0.1073 \cdot 48 \cdot 0.98} \cdot 1.4 \cdot 1 \right)^{0.5}$$

$$= \mathbf{666.28 MPa}$$

Fuerza por contacto admisible:

$$(\sigma_c)_{adms} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_c = \frac{0.85 \cdot 1}{1 \cdot 1} \cdot 900 = \mathbf{765 MPa}$$

La obtención de todos los parámetros para el cálculo de la fuerza por contacto de nuestro engrane y la admisible se ha realizado según la norma AGMA, explicada con anterioridad. Todos los cálculos los encontraremos en su correspondiente capítulo

A modo de resumen, los cálculos quedan de la siguiente manera:

SEGURIDAD CONTRA FALLO POR FLEXIÓN EN LOS DIENTES

En los engranes de dientes rectos, se tendrá seguridad contra fallo por ruptura de los dientes debido a esfuerzos repetitivos de flexión, si se cumple que,

$$\sigma_f \leq (\sigma_f)_{adm}$$

$$82.46 MPa \leq 233.75 MPa$$

El diseño cumple con la norma AGMA a flexión

SEGURIDAD CONTRA FALLO POR PICADURA

Con el objeto de asegurar que un sistema de transmisión a través de engranes de dientes rectos posea seguridad contra fallo por picadura, debido a esfuerzos por contacto superficial tipo Hertziano, debe cumplirse que:

$$\sigma_c \leq (\sigma_c)_{adm}$$

$$666.28\text{MPa} \leq 765\text{ MPa}$$

El diseño cumple con la norma AGMA a contacto

1.8.5. Diseño final del engranaje piñón cremallera

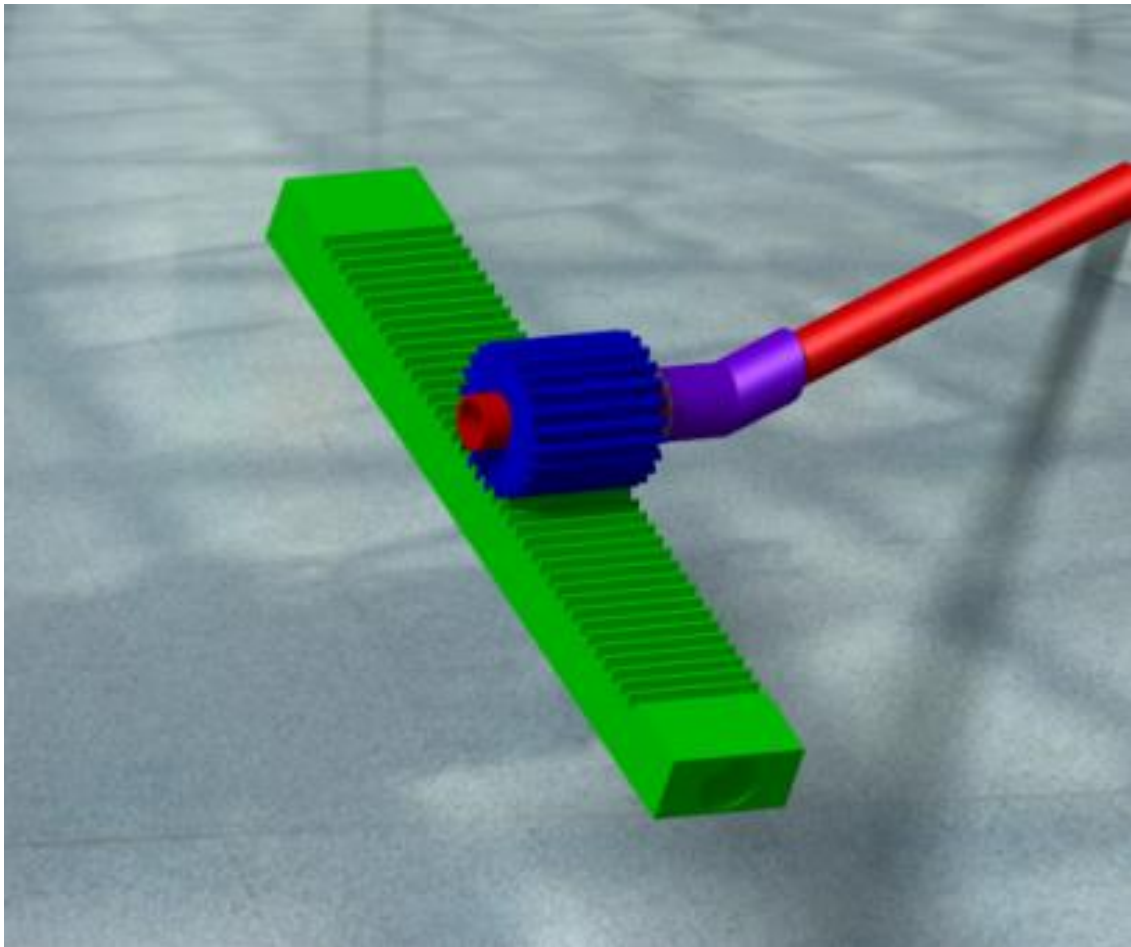


Figura 84

La opción que se ha elegido para unir la columna de dirección con el piñón es una junta cardan, en la figura anterior se puede observar en color morado.

Tanto la cremallera como el piñón van a ir protegidos por una carcasa para evitar que entre suciedad y pueda verse comprometido el funcionamiento del mecanismo de dirección.

Esta carcasa se ha decidido diseñarla también del mismo acero que la cremallera ya que además de proteger al piñón-cremallera y evitar que entre suciedad, otra función que tiene es la de servir de unión entre el chasis del formula SAE y el mecanismo de dirección.

Al no contar en la Universidad con un equipo que participe en la competición se hace imposible calcular las fuerzas provenientes del chasis a las que se verá sometida esta carcasa, es por ello que, aunque en principio va a ser diseñada en acero SAE 1080 se podrá cambiar por otro acero más resistente si las sollicitaciones provenientes del chasis así lo requerirían.

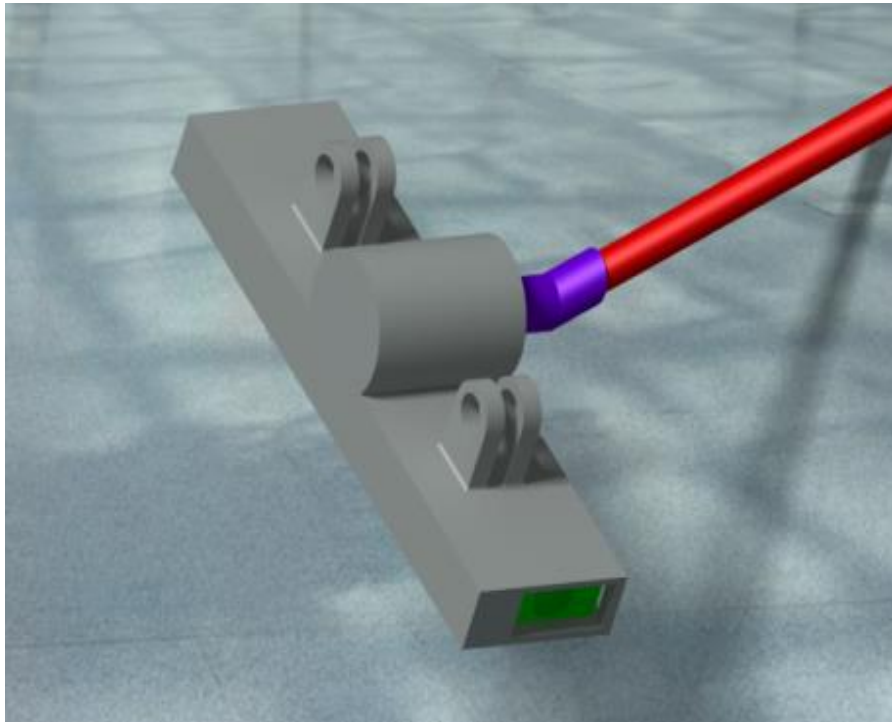


Figura 85

Simulación de la unión de la carcasa con dos elementos del chasis:

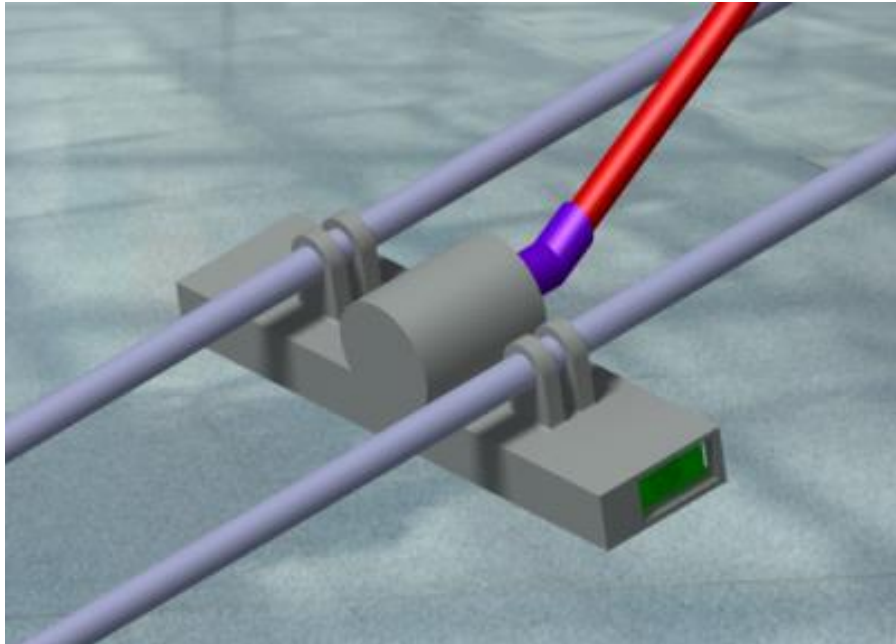


Figura 86

1.9. VARILLAJE DE DIRECCIÓN

Es el conjunto de palancas y tirantes que transmiten el movimiento de viraje desde la caja de dirección hacia los brazos de la dirección.

Hasta los años 40 con las suspensiones de eje rígido, los 2 brazos de dirección estaban siempre unidos por la barra de acoplamiento que mantenía las ruedas paralelas en línea recta y transmitir el movimiento de la dirección. Aquí la caja de dirección no actuaba en el centro de la barra de acoplamiento sino mediante un vástago a una palanca de ataque sobre una de las ruedas articulando el varillaje.

En las suspensiones independientes la barra de acoplamiento está dividida en dos o más troncos unidos por palancas y reenvíos para permitir que el viraje sea independiente del movimiento de la suspensión.

El sistema más simple es el utilizado en las cajas de cremallera, porque el varillaje se reduce a 2 barras articuladas en los extremos, lo que lo hace un sistema más seguro, por eso es el de mayor uso en la actualidad.

En los sistemas con mucho varillaje, se le presentaban problemas de vibraciones, debido a la gran cantidad de articulaciones, las que al ir teniendo juego con el tiempo, la sumatoria de los juegos, produciéndose el fenómeno llamado shimmy.

Todos los movimientos de la suspensión no deberían permitir variaciones en el ángulo de las ruedas durante el viraje, esto no es posible en todas las posiciones de la dirección, por eso, se trata que coincidan en zonas de poca importancia o se aprovechan para mejorar el comportamiento dinámico del vehículo en las curvas.

La función del varillaje es transmitir a las ruedas el movimiento obtenido en la caja de engranajes, en nuestro caso, en el piñón-cremallera.

La geometría o diseño del conjunto de palanca depende del fabricante. Dicha geometría deberá tener en cuenta los movimientos de extensión y compresión de la suspensión y su influencia en el ángulo de guiado de las ruedas

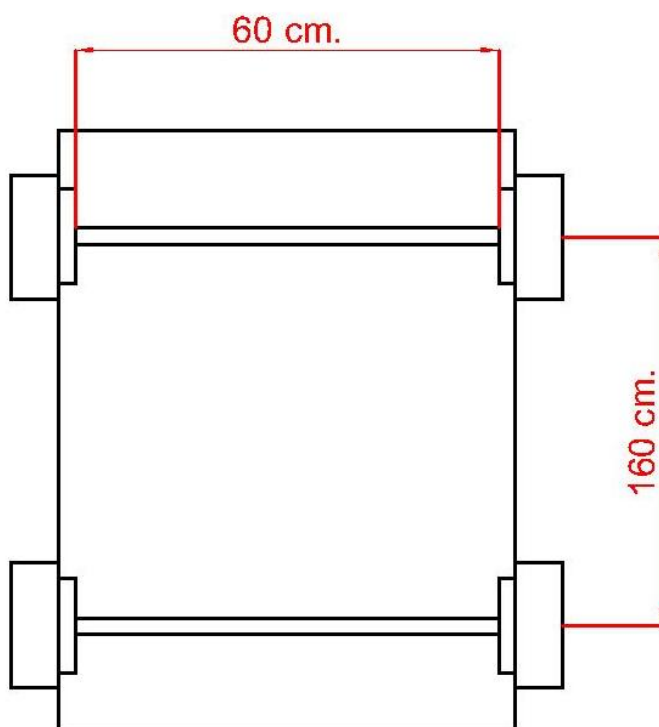
Debido a las cargas dinámicas y a la elasticidad del sistema de dirección, la definición del varillaje debe realizarse tridimensionalmente, considerando las geometrías, posiciones y deformaciones de todos los elementos.

En disposiciones de suspensión independiente, el varillaje suele consistir en un cuadrilátero articulado para cada una de las ruedas, y algún eslabón adicional de enlace que relaciona cinemáticamente los dos ángulos de guiado.

La relación entre el ángulo de guiado interior y exterior será función tanto de la longitud de la bieleta de dirección, su posición espacial, el punto de anclaje a la mangueta y la posición de la cremallera.

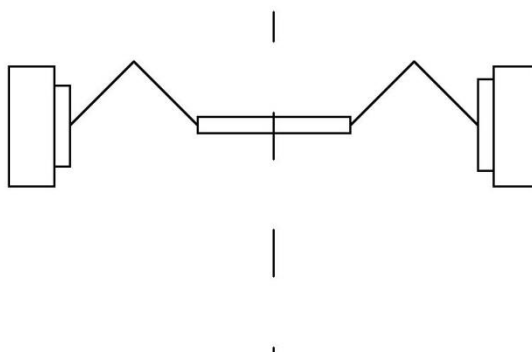
Las condiciones de partida a partir de las cuales se ha empezado a realizar el diseño del sistema de varillaje son las siguientes:

- 1.6 m. de batalla, es decir, 1.6 m. de distancia entre el eje delantero y trasero
- 0.6m. de distancia entre las manguetas de la rueda derecha e izquierda

*Figura 87*

1.9.1. Primer boceto del sistema de varillaje

En un primer boceto del sistema de varillaje tenía esta geometría:

*Figura 88*

Como bien hemos explicado con anterioridad es muy importante que la rueda interior a la curva gire más que la rueda exterior, por eso la dirección del fórmula debe hacer girar las ruedas del interior más grados que la del exterior. Pero además, debe hacerlo de forma progresiva, de manera que en las curvas con poco giro, la diferencia entre ambas ruedas sea mínima, y en las curvas cerradas la diferencia de ángulo entre ambas ruedas sea más acusada, incluyendo entre estos dos extremos todas las posibles situaciones intermedias.

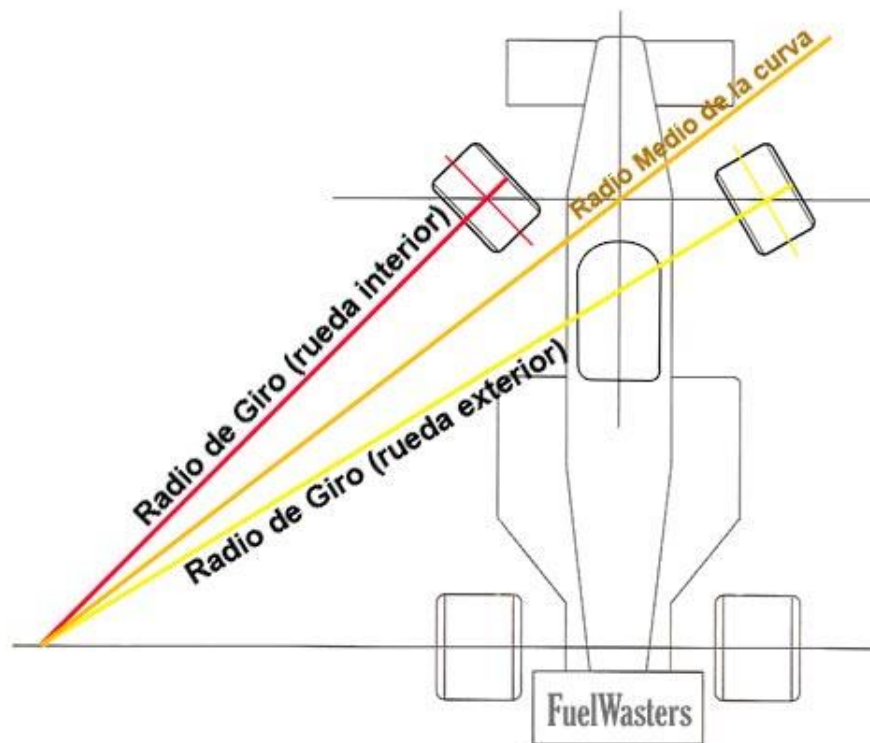


Figura 89

Por ello la geometría del sistema de varillaje cambió sustancialmente, haciendo coincidir las bieletas que están en contacto con la rueda con la dirección que tendría una línea imaginaria del centro del eje trasero a cada una de las ruedas del eje delantero (Ackermann).

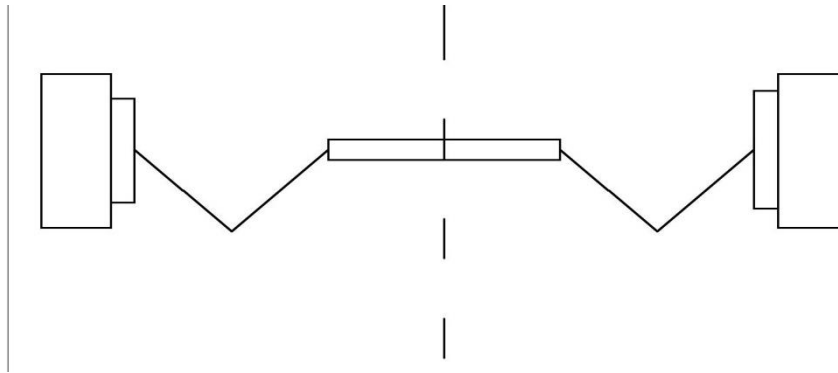


Figura 90

1.9.2. Segundo boceto del sistema de varillaje

En esta imagen se puede comprobar que la dirección de las bieletas coincide con la línea imaginaria anteriormente descrita:

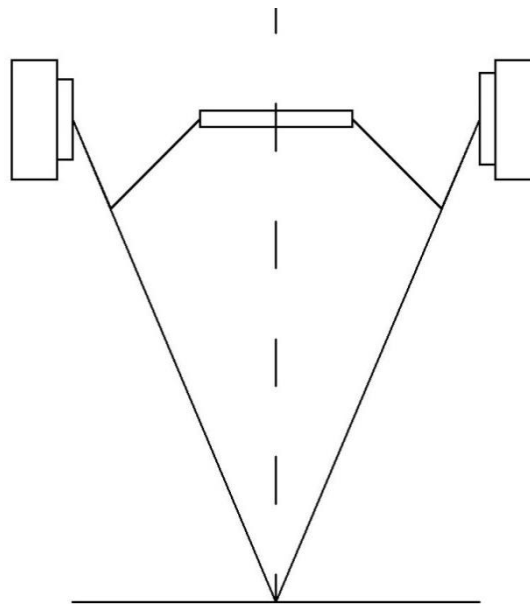
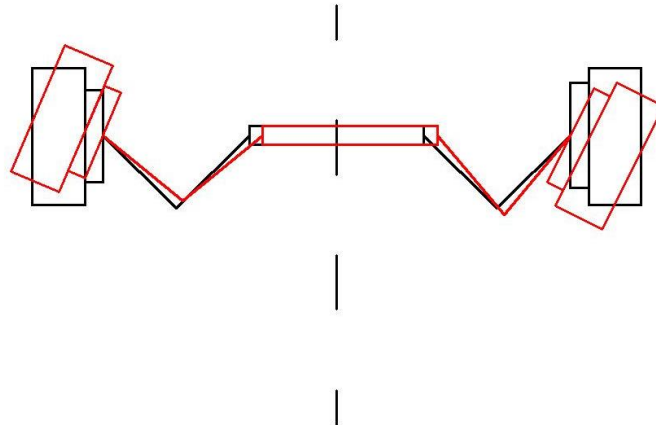


Figura 91

Aquí una foto del sistema de varillaje, en rojo, tomando una curva a derechas, podemos comprobar como la rueda interior tiene mayor radio de giro:

*Figura 92*

1.9.3. Geometría definitiva del sistema de varillaje

Una vez que en el anterior boceto la geometría ya cumplía con la condición de Ackermann, podemos permitirtos adelantar o retrasar la dirección sin afectar nuestro ángulo Ackermann, siempre que cuidemos ese tema del ángulo de los brazos de la dirección hacia el punto intermedio del eje trasero. De lo contrario, podemos terminar el trabajo, ver las ruedas perfectamente paralelas, y al girar el volante, ver que cada rueda obtiene un ángulo distinto.

El diseño definitivo tiene unos ligeros cambios con respecto al boceto anterior como es el atraso de la cremallera de 8.5 cm. Con respecto al eje delantero, estos cambios son debidos a disponer de una mayor optimización del espacio del Formula Sae con la finalidad de hacerlo más compacto. Otra de las razones de la modificación del sistema de varillaje es la simplificación de su geometría de la que se podría obtener un mejor comportamiento en circuito.

Geometría definitiva del sistema de varillaje:

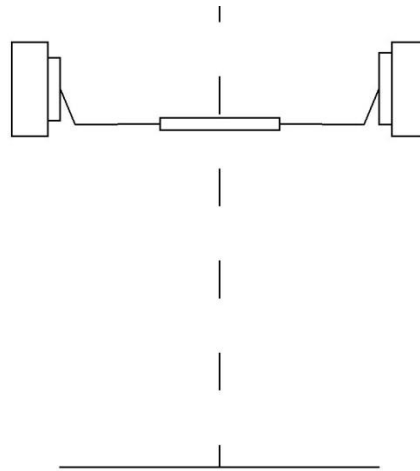


Figura93

Cumpliendo la condición de Ackermann:

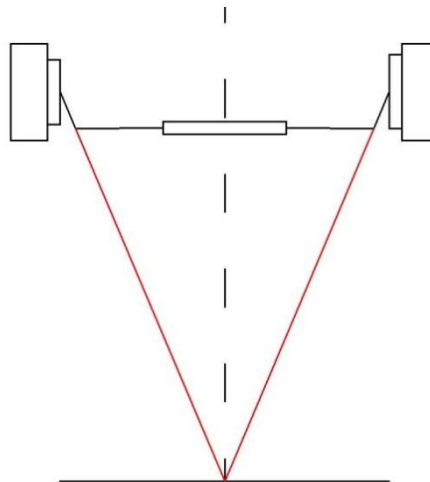


Figura 94

Medidas de las dos bieletas y del ángulo que forman con la mangueta:

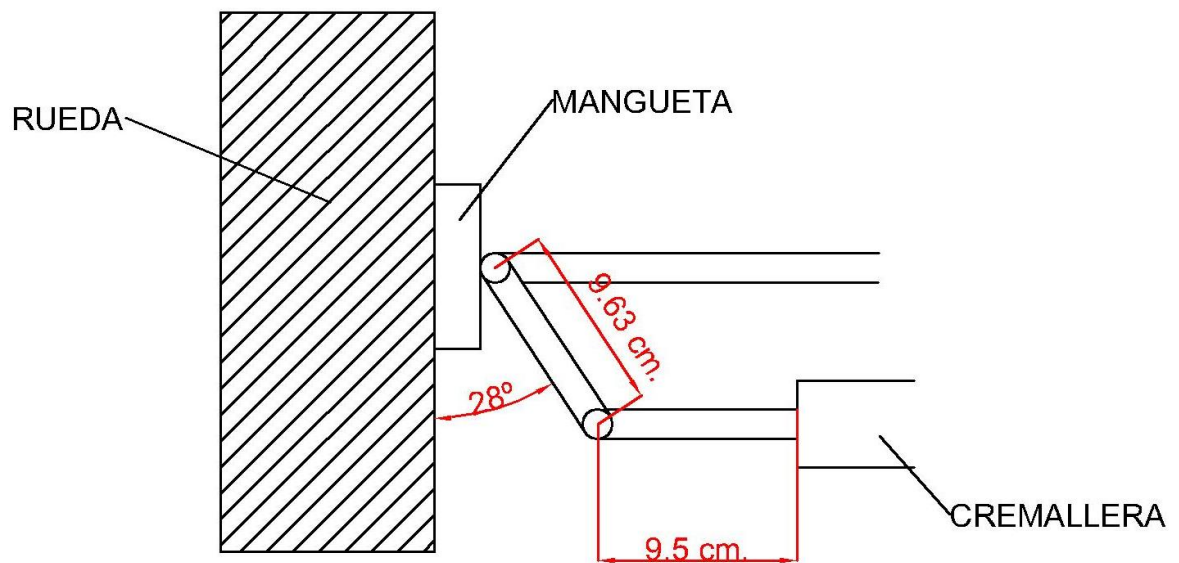


Figura 95

Una vez dibujadas en CAD con el programa Catia V5:

Varillaje en contacto con la cremallera:

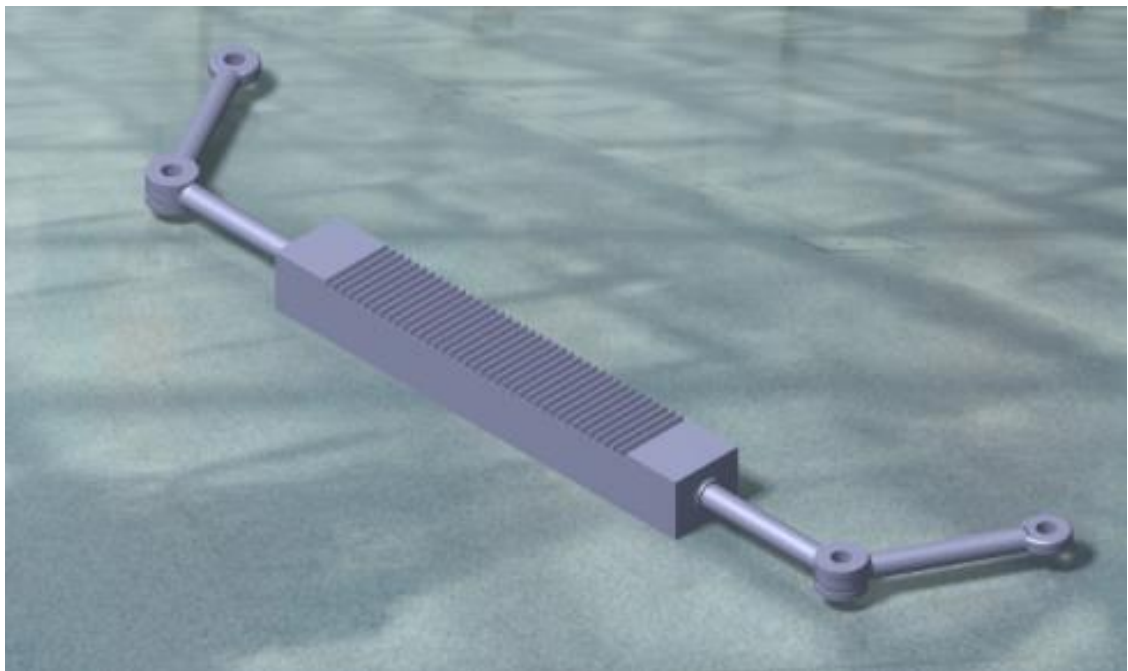


Figura 96

1.9.4. Cálculo de tensiones.

Para calcular las tensiones a las que se va haber sometido el varillaje vamos a partir de las fuerzas de rozamiento a las que está sometida la rueda en una situación límite como puede ser el caso de una frenada pronunciada, de ahí vamos a trasladar dichas fuerzas hasta el varillaje.

Fuerzas de rozamiento:

- Fuerza de rozamiento longitudinal, en la dirección del avance de vehículo
- Fuerza de rozamiento transversal, en la dirección perpendicular a la del avance del vehículo. Esta fuerza con los datos que se disponen y al nivel de realización de este proyecto es imposible calcularla por lo que supondremos que su valor es un 20% del valor de la fuerza de rozamiento longitudinal, que es un valor muy usual en este tipo de vehículos.

Situación de frenado

Vamos a recrear una situación de frenado en el fórmula SAE. Datos de partida:

- Masa: 330 kg
- Aceleración: $1.2 \cdot G$
- Distancia del centro de masa al asfalto: 0.5m.
- Distancia entre ejes: 1.6 m.

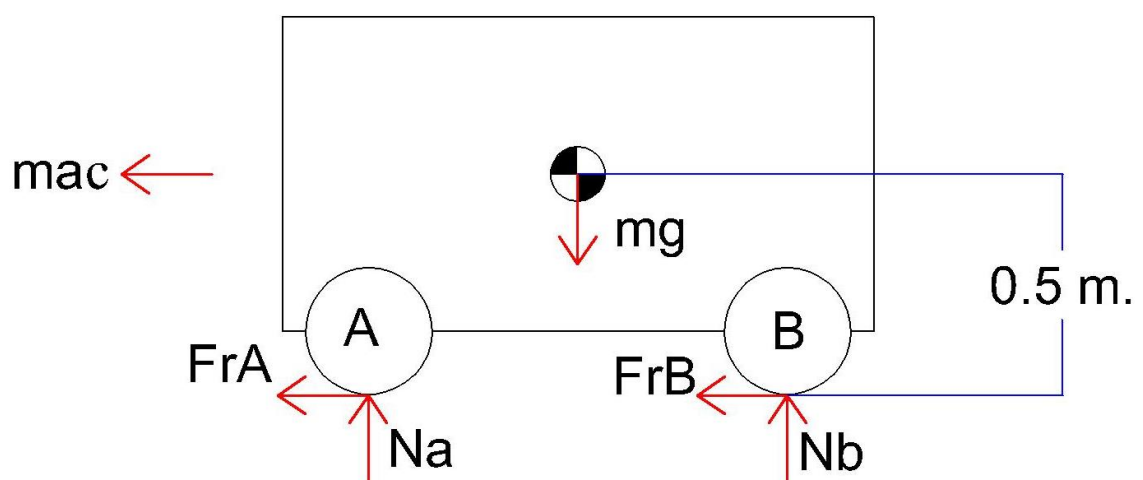


Figura 97

Por lo que:

$$N_A = 405.9 N.$$

$$N_B = 2831.4 N.$$

Reparto de la fuerza de frenado:

Nos encontramos con dos opciones, que la fuerza de frenado sea proporcional a la normal o bien, que la fuerza de frenado sea la misma en ambos ejes. Para ello vamos a estudiar los dos casos y comprobar que opción es la más desfavorable para el sistema de varillaje, es decir, la opción que se ve sometida a una tensión más alta.

Fuerza de rozamiento proporcional a la normal

Que la fuerza de frenado proporcional a la normal quiere decir que:

$$\frac{F_{RA}}{N_A} = \frac{F_{RB}}{N_B} = \text{constante} \text{ a esta constante le llamaremos } K$$

Por lo que:

$$F_{RA} = N_A \cdot K = 487.08 N$$

$$F_{RB} = N_B \cdot K = 3397.68 N$$

Reparto de frenada neutro.

Misma fuerza de frenado en los dos ejes:

$$F_{RA} = F_{RB}$$

$$m \cdot a_c = F_{RA} \cdot 2 = 3880.8 N$$

$$F_{RA} = F_{RB} = 1940 N$$

Comparando la fuerza de rozamiento resultante en ambos supuestos vemos como en el primer caso, cuando la fuerza de frenada es proporcional a la normal la fuerza máxima de rozamiento es 3397.68 N en el eje. Este es el valor que vamos a tomar a la hora de diseñar el varillaje.

3397.68 N es la fuerza de rozamiento en el eje, en la rueda será la mitad, 1698.84 N.

Fuerza de Rozamiento longitudinal en cada rueda = 1698.84N.

Fuerza de rozamiento transversal en cada rueda:

$$1698.84 \cdot 20\% = 339.77 \text{ N.}$$

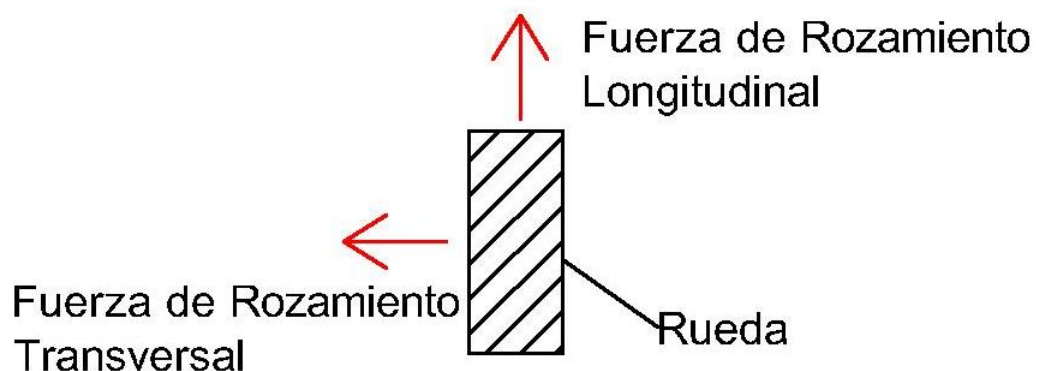


Figura 98

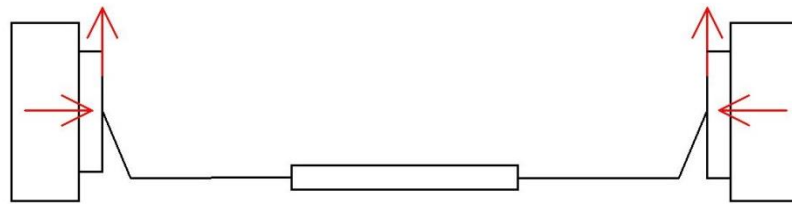
Trasladamos las fuerzas de rozamiento al varillaje. A la hora de querer girar la dirección en la situación de frenado el sistema de dirección tendrá que vencer el momento originado por la fuerza de rozamiento transversal, este momento será igual a:

$$\text{Momento 1} = F_{RT} \cdot \text{Radio de la rueda} = 339.77\text{N} \cdot 0.1025\text{m} = 34.83 \text{ Nm}$$

A la hora de trasladar la fuerza de rozamiento longitudinal al varillaje al igual que la fuerza de rozamiento transversal también dará lugar a un momento,

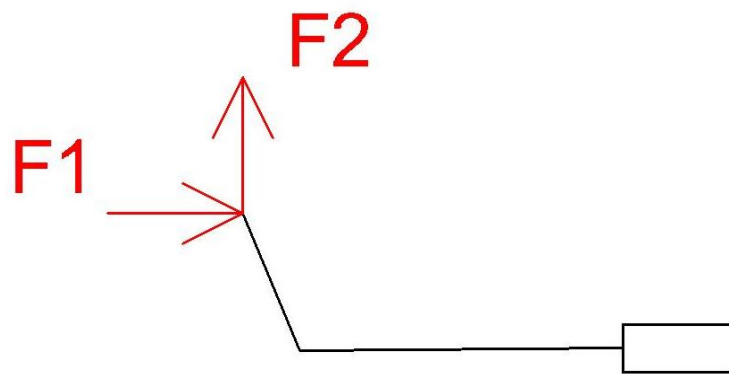
$$\text{Momento 2} = F_{RL} \cdot \text{Radio de la rueda} = 1698.84\text{N} \cdot 0.1025\text{m} = 174.13 \text{ Nm}$$

Tensiones en el sistema de varillaje

*Figura 99*

Al ser el conjunto ruedas, varillaje y cremallera simétrico y con las mismas tensiones a ambos lados solo vamos a analizar uno de ellos ya que el otro tendrá idénticos resultados.

A la fuerza de rozamiento transversal le llamaremos F_1 y a la fuerza de rozamiento longitudinal, F_2

*Figura 100*

Ahora vamos a realizar el análisis de tensiones de las dos bieletas que forman el varillaje de dirección.

Bieleta 1

A partir de ahora llamaremos bieleta 1, a la bieleta que se encuentra en contacto con la mangueta de la rueda, por lo que la bieleta en contacto con la cremallera será llamada bieleta número 2.

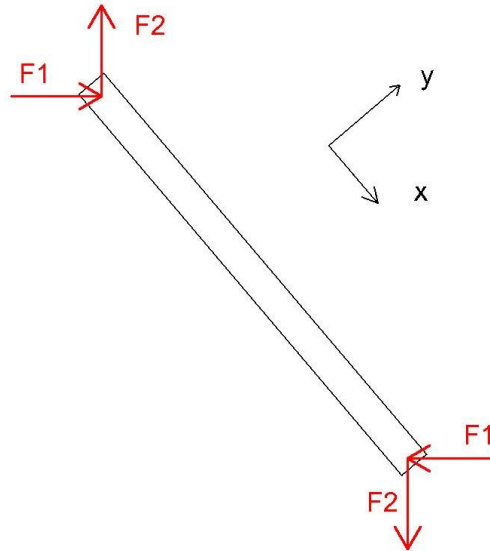


Figura 101

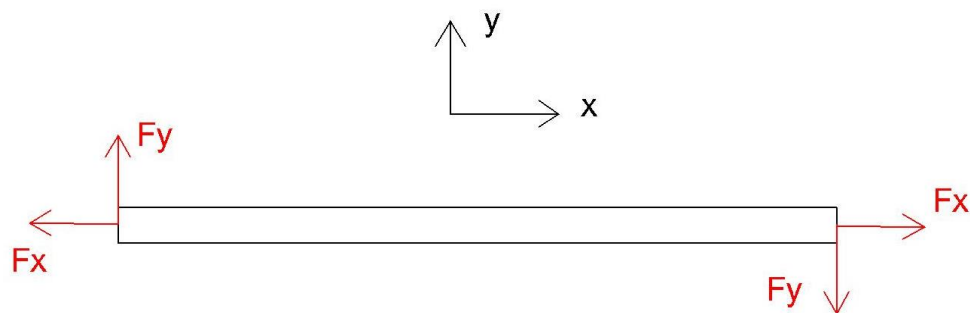


Figura 102

$$F_x = 1340.25 \text{ N}$$

$$F_y = 1096.47 \text{ N}$$

Bieleta 2

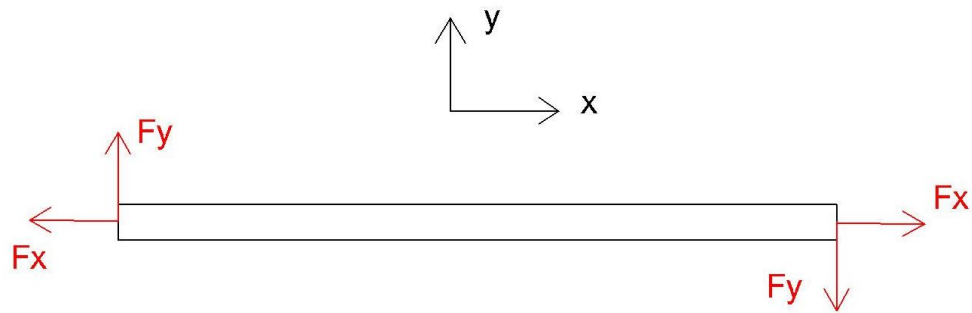


Figura 103

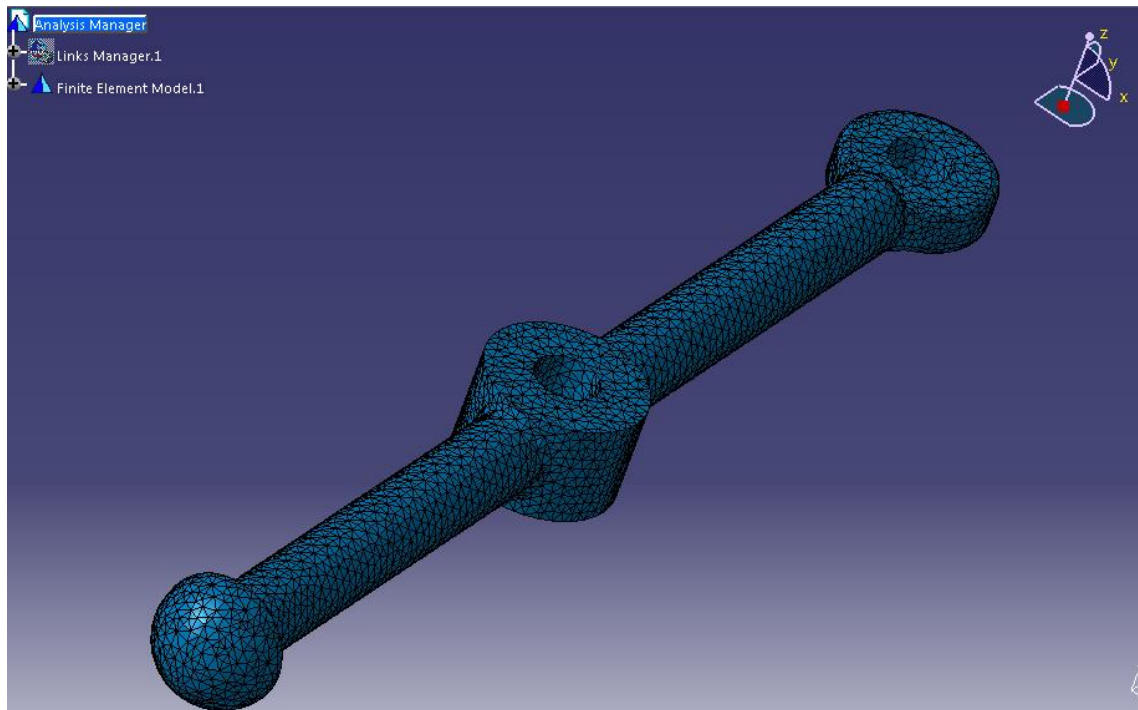
$$F_x = F_1 = 339 \text{ N}$$

$$F_y = F_2 = 1698 \text{ N}$$

1.9.5. Análisis en elementos finitos

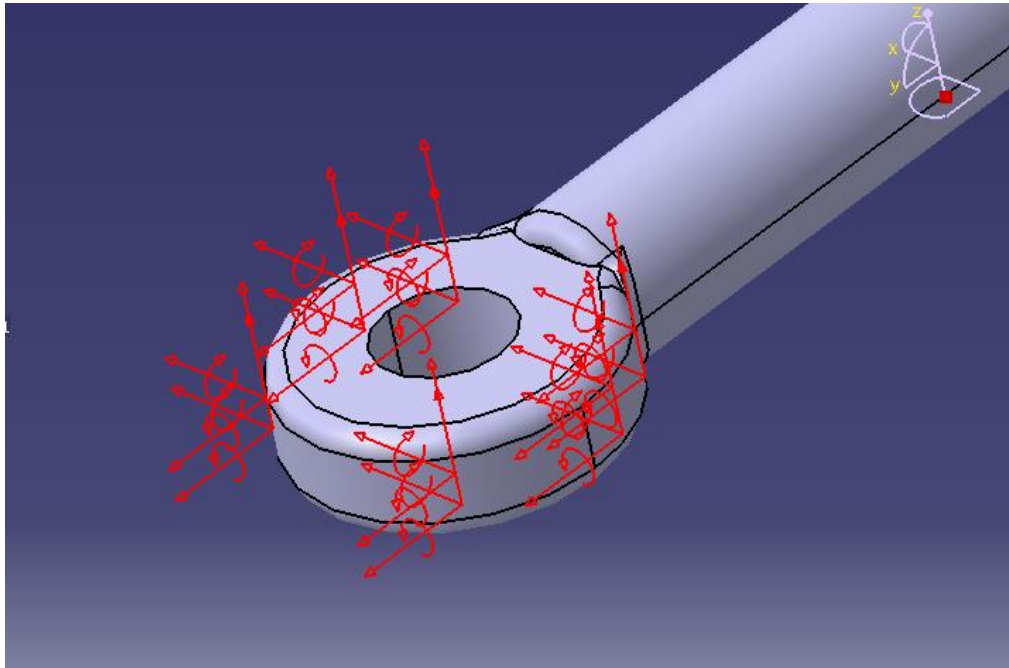
Vamos a realizar el análisis por elementos finitos de ambas bieletas en el módulo de análisis de elementos finitos de Catia, recreando las condiciones de restricción de los apoyos y las tensiones a las que se van a ser sometidas las bieletas.

Vamos a realizar el estudio de las bieletas en conjunto, es decir, ambas bieletas unidas y en posición de máxima extensión, formando 180° entre ellas, al entender que esta posición es la más crítica al producirse los máximos momentos flectores

Mallado:*Figura 104***Condiciones de restricción en los extremos**

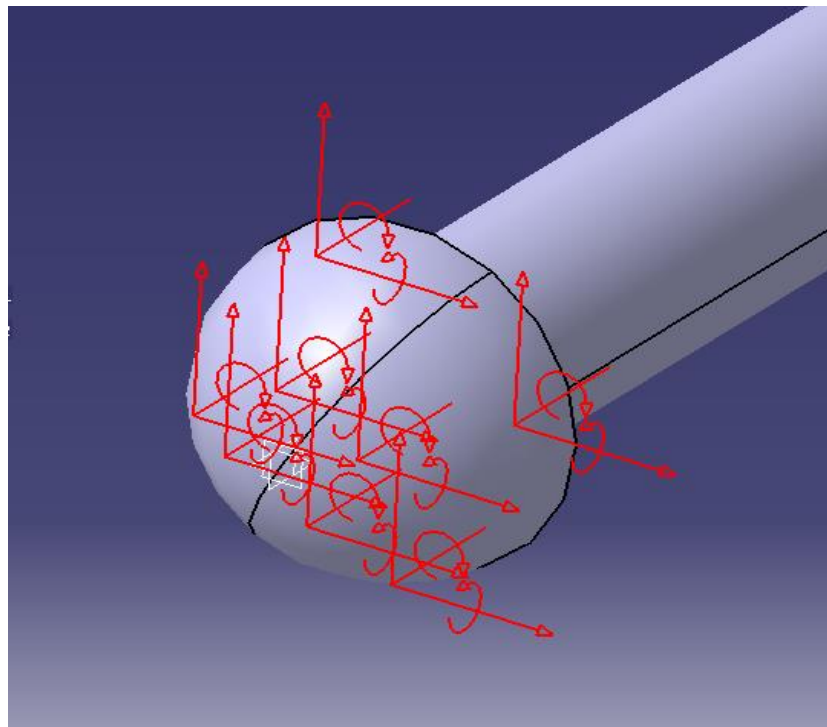
Extremo en contacto con la mangueta de la rueda.

Se ha restringido el desplazamiento en las tres direcciones y se ha permitido el giro solo en el plano XY, entendiendo el plano. Se ha restringido el desplazamiento en las tres direcciones y se ha permitido el giro solo en el plano XY, entendiendo el plano como el plano del suelo.

*Figura 105*

Extremo en contacto con la cremallera

Se ha restringido el movimiento en dos de las tres direcciones, permitiéndolo en la dirección del movimiento de la cremallera al desplazarse. Al igual que el otro extremo solo tendrá permitido el giro en el plano XY

*Figura 106*

Tensiones

Las tensiones a las que van a ser sometidas las bieletas provienen de:

- Acción de la gravedad
- Reacción en los apoyos
- Momentos debidos a la traslación de fuerzas

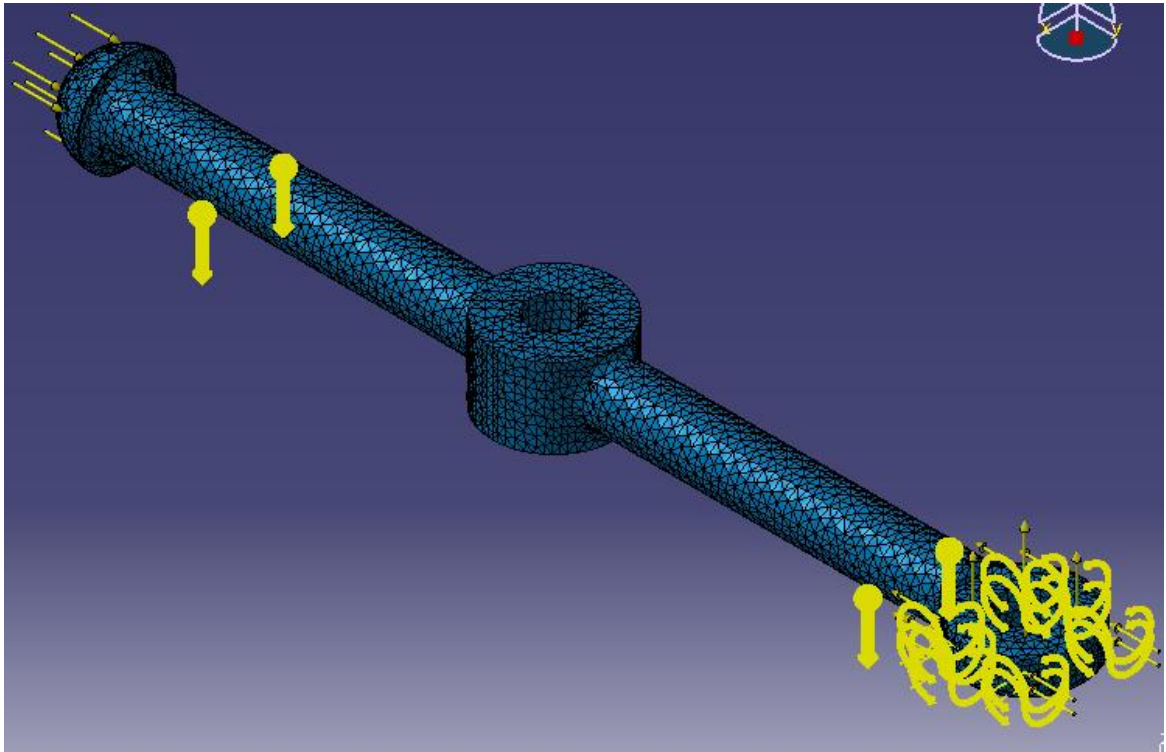


Figura 107

Tensión de Von Mises

La tensión máxima de Von Mises alcanza los 77.2 MPa, situándose en el extremo de la bieleta en contacto con la maneta de la rueda.

TENSIÓN DE VON MISES

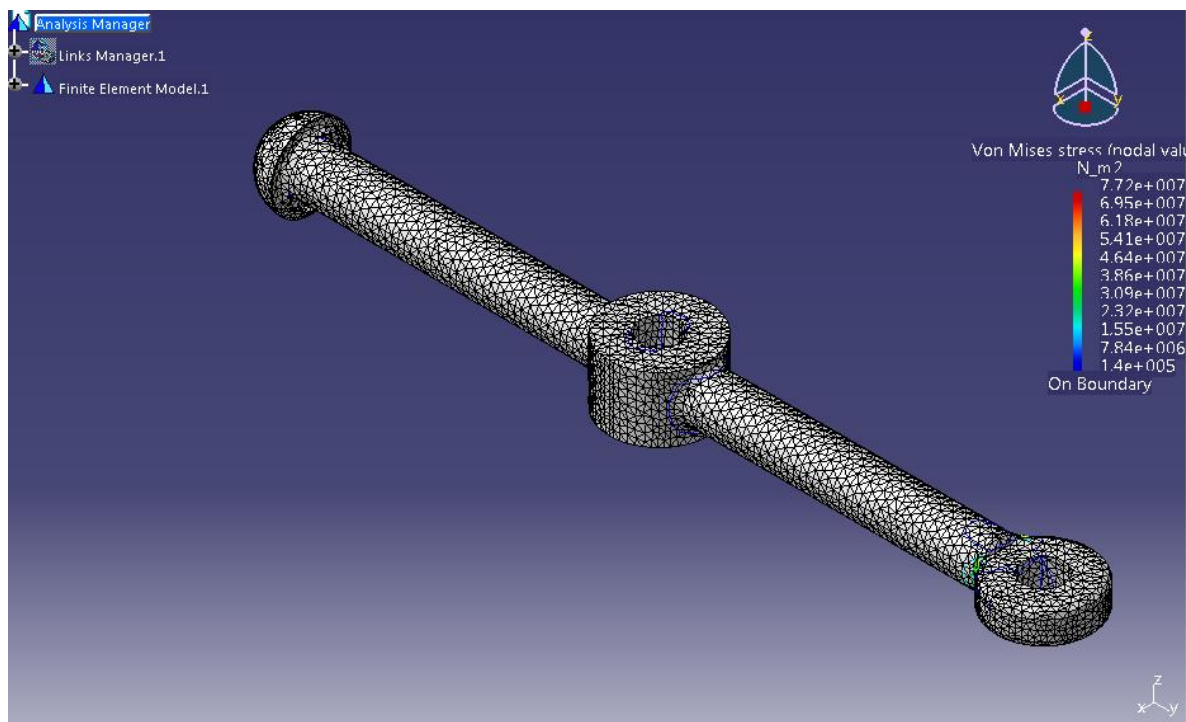


Figura 108

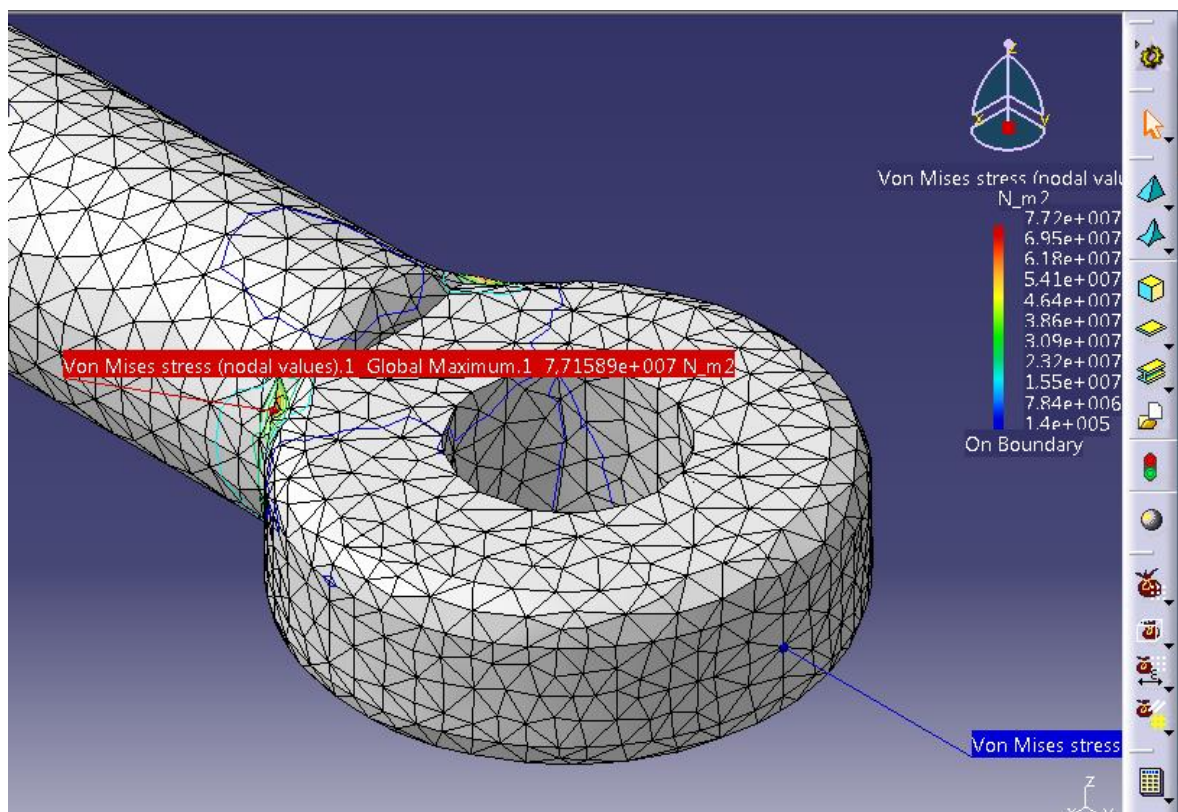


Figura 109

TOTAL STRESS

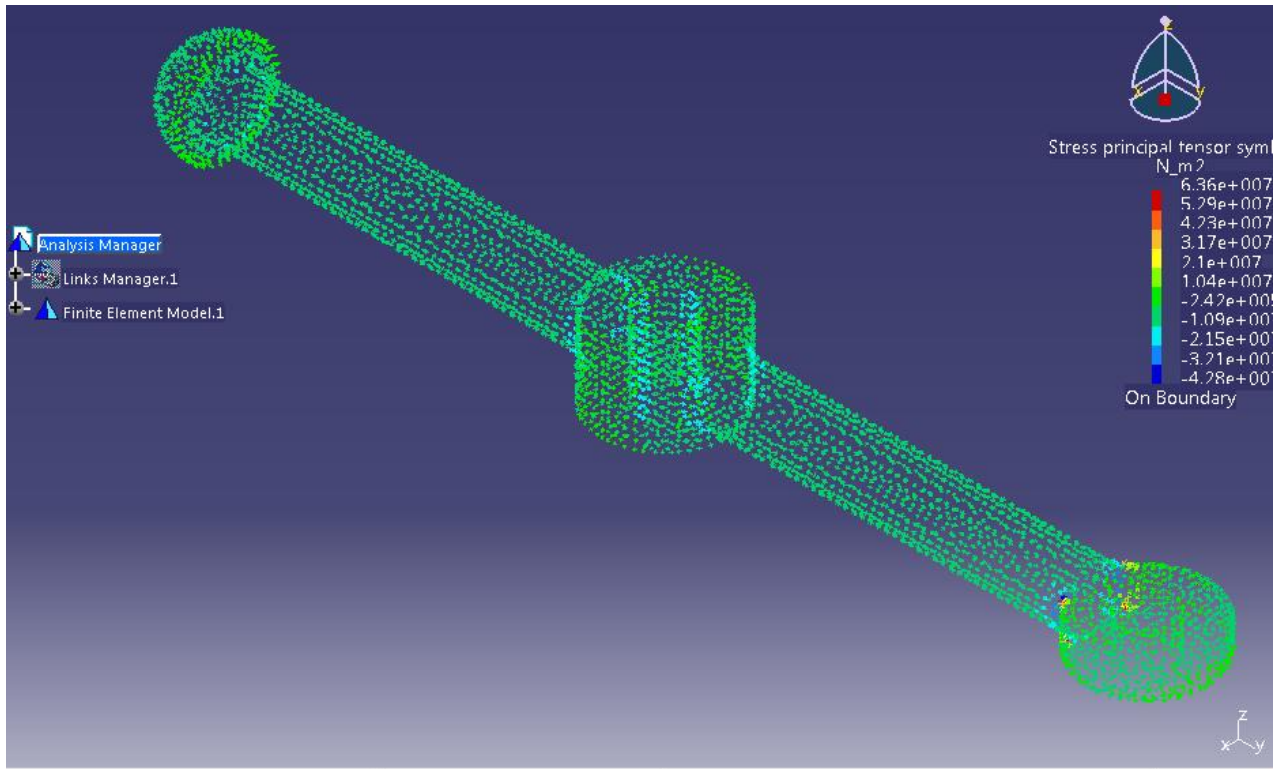


Figura 110

1.9.5.1. Elección de material

Como hemos podido comprobar con anterioridad la máxima tensión a la que serían sometidas las bieletas es de 77.2 Mpa por lo que el material del que estarían diseñadas tendría que tener un límite a fluencia mayor que dicha cifra.

Se ha decidido utilizar el mismo material que para el diseño de la columna de dirección, acero SAE 1015, cuyo límite de elasticidad es de 421 MPa, por lo que cumpliría de sobra con los 77.2 MPa a los que se van a haber sometidas las bieletas

$$\sigma_{Von Mises} < \sigma_{limite a fluencia}$$

$$77.2 \text{ MPa} < 421 \text{ MPa}$$

1.10. JUNTA CARDAN

1.10.1. Introducción

El cardán es un componente mecánico, descrito por primera vez por Girolamo Cardano, que permite unir dos ejes no colineales. Su objetivo es transmitir el movimiento de rotación de un eje al otro a pesar de la no colinealidad. En los vehículos de motor se suele utilizar como parte del árbol de transmisión, que lleva la fuerza desde el motor situado en la parte delantera del vehículo hacia las ruedas traseras. El principal problema que genera el cardán es que, por su configuración, el eje al que se le transmite el movimiento no gira a velocidad angular constante. No obstante, si se colocan dos en tandem y el principio y el final del árbol total se encuentran paralelos (como es el caso general de los vehículos de tracción trasera), estas diferencias se anulan.

En la actualidad, la configuración más común en los automóviles es el motor delantero transversal con tracción delantera. En esta configuración, así como en otras en que el motor se ubica cerca de las ruedas motrices, no se utiliza el cardán. En estos casos la fuerza se transmite típicamente mediante semiejes y juntas homocinéticas.

El cardán es fácilmente observable en camiones por su tamaño abultado, en los que el árbol de transmisión se observa como una larga pieza de metal que rota sobre sí misma cuando el vehículo está en marcha. Está ubicada longitudinalmente entre el motor y el tren trasero donde están montadas las ruedas, pudiéndose observar un cardán típicamente en el acople con el diferencial o a la salida de la caja de cambios.

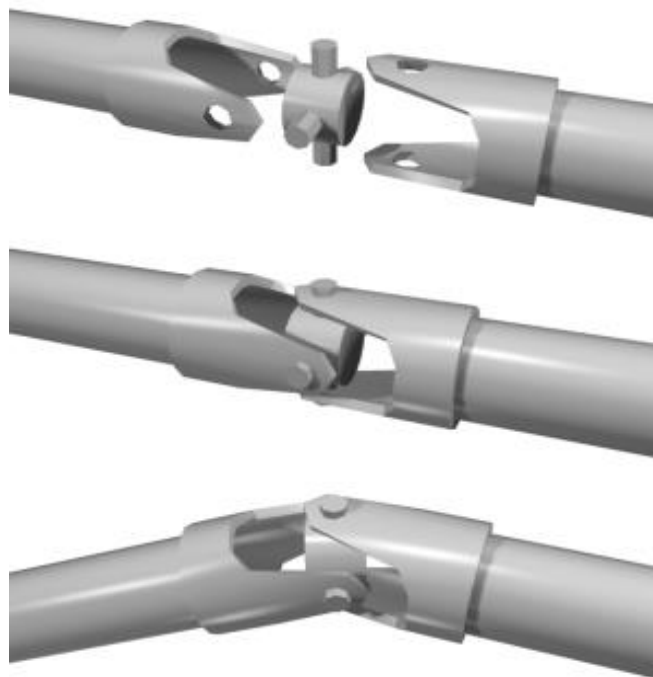


Figura 83

VENTAJAS OPERATIVAS DE LAS JUNTAS CARDAN:

- capacidad para operar con un alto ángulo de desalineación.
- presentan una larga vida útil.
- necesitan un mínimo mantenimiento.
- soportan elevados pares y elevadas velocidades de funcionamiento.
- soportan bien la contaminación ambiental.
- operan bien incluso con una deficiente lubricación.

ANTECEDENTES HISTÓRICOS

Hace 2000 años, los chinos desarrollan una primitiva junta universal en un dispositivo de anillos giratorios unidos por un elemento en cruz.

En el siglo XVI, Gerolamo Cardano (1545) inventa la “junta cardan” que la utiliza en un sistema de sustentación para brújula.

En el siglo XVII, Robert Hooke (1676) emplea este tipo de junta para guiar el espejo de un artillugio astronómico de su invención.

PARTES DE LAS JUNTAS

1. Horquillas.
2. Cruceta o cruz.
3. Tazas, dados o pivotes (compuestos por rodamientos, generalmente, de agujas).

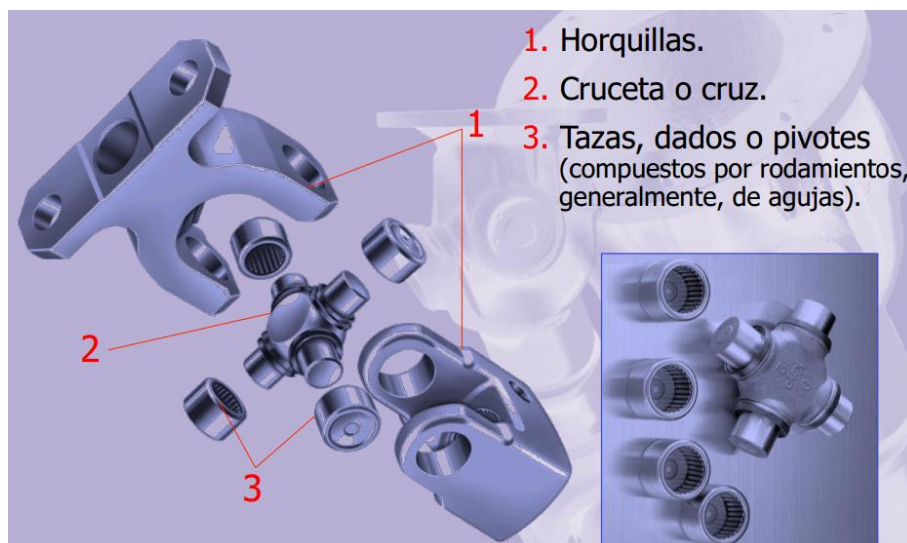


Figura 111

1.10.2. Diseño de la junta cardan en Catia

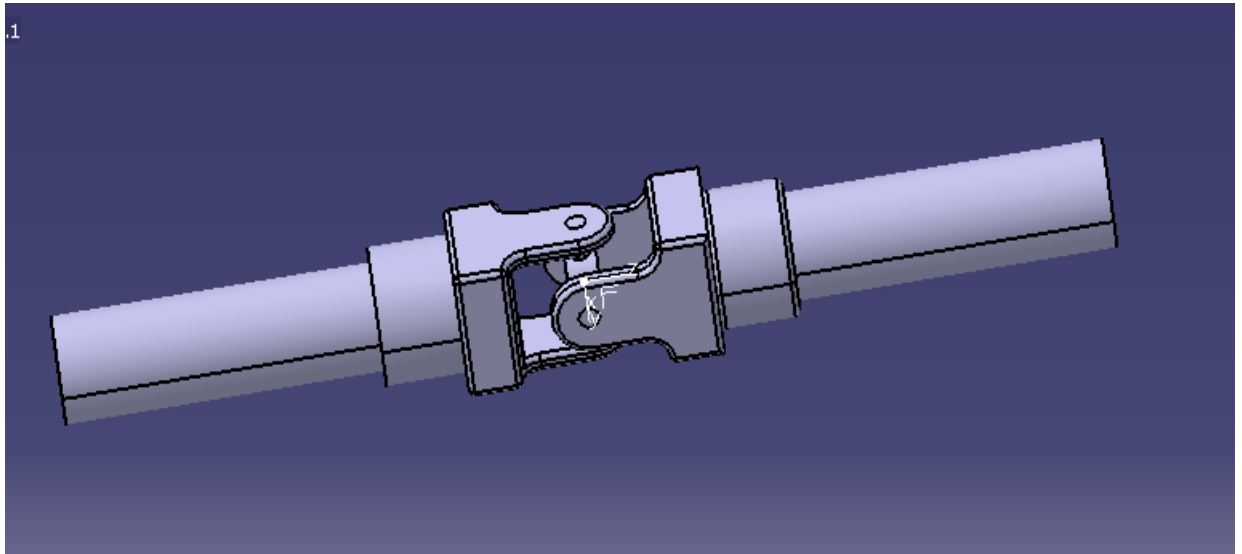


Figura 112

Cruceta

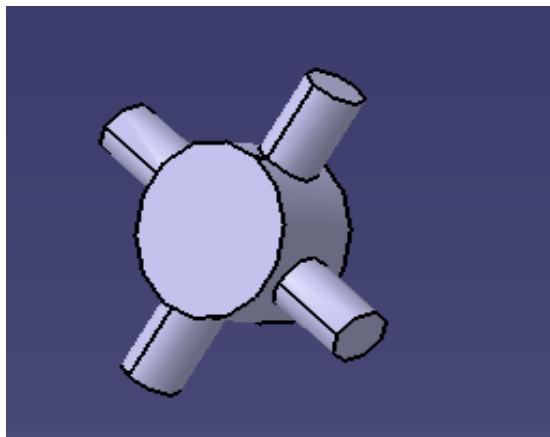


Figura 113

Horquilla

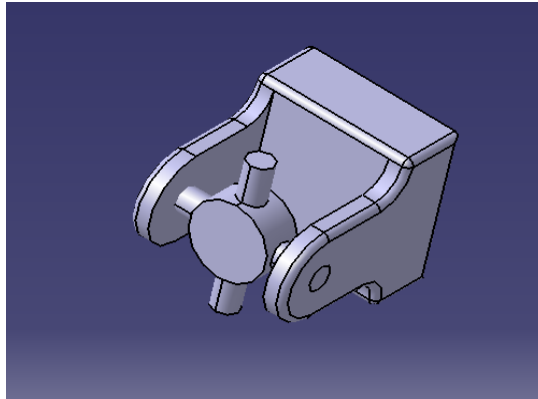


Figura 114

A la hora de seleccionar la junta cardan apropiada para nuestro diseño se han seguido las directrices que marca la empresa Tecnopower en su catálogo.

Se ha elegido la junta cardan SERIE 01 porque encaja con las necesidades de nuestro proyecto.

Las juntas de transmisión cardan SERIE 01 se aplican en velocidades bajas (400 a 1.000 rpm) y momento torsor relativamente alto. Se recomienda para aumentar la vida de la junta no superar el 75% de las rpm máximas indicadas en la tabla con una lubricación frecuente y utilizando a ser posible los manguitos de protección.

Para seleccionar una junta de transmisión cardánica de la SERIE 01 proceder de la siguiente manera:

Tabla 1 Factor para ángulos superiores a 5°

Ángulo de trabajo	5	10	15	20	25	30	35	45
Factor K	1	1.05	1.14	1.25	1.48	1.82	2.63	4.16

1- Calcular el momento torsor que la junta debe transmitir, que en nuestro caso es 11.27 Nm

2- Multiplicar el momento torsor por el factor K de la Tabla 1 correspondiente al ángulo de inclinación de la junta, que en nuestro diseño es de 30°.

$$Mt = 11.27 \cdot 1.82 = 20.51$$

3- Con el nuevo valor M_t obtenido seleccionar en la Tabla 2 la junta, extrapolando las rpm y el momento torsor igual o inmediatamente superior.

Tabla 2 Selección de la junta

Tipo	100	200	300	R.p.m. 400	500	750	1.000
01.010	6	4	3	2,7	2,1	1,7	1,3
01.013	8,5	5,6	4,3	3,8	3	2,5	1,9
01.017	16	10,6	8	7,2	5,6	4,6	3,5
01.020/023	25	16,5	12,5	11,3	8,8	7,3	5,5
01.026	40	26,4	20	18	14	11,6	8,8
01.029	63	41,5	31,5	28,4	22	18,3	14
01.032	95	62,5	47,5	43	33	27,5	
01.035	145	96	72,5	65	51	42	
01.040	210	139	105	95	73	61	
01.045	250	165	125	113	88	72,5	
01.050	310	205	155	140	109	90	
01.060	370	244	185	167	130		
01.070	550	363	275	247	193		
01.080	630	416	315	284			
01.100	880	581	440	396			

Valores en Nm

Como desconocemos a las rpm que va a girar nuestra columna de dirección y por ello la junta cardan, vamos a considerar 750 rpm y así tener un mayor margen de seguridad.

Con un momento torsor de 2.51Nm y 750 rpm, la junta elegida es del tipo **01.032**

Explicación del código y características proporcionadas por el fabricante

Código

Las Juntas de transmisión cardan se identifican con un código de 8 cifras para las versiones estándar.
El primer grupo de dos cifras corresponde al tipo de construcción (01, 02, 07).
El segundo grupo de tres cifras corresponde al diámetro exterior (010 a 100) o a la dimensión de la cruceta.
El tercer grupo de tres cifras corresponde (1 junta simple, 2 junta doble, 3 conjunto telescópico, 5 conjunto telescópico no extensible, 6 conjunto telescópico extracorto). La dos últimas cifras corresponden al tipo de mecanizado del cubo.

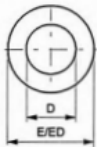
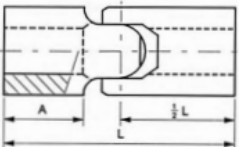
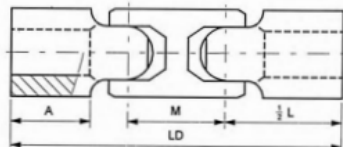
Características

Momento torsor		Ver pág.
Ángulo máximo	Simple	45°
	Doble	90°
Velocidad	r.p.m.	400/1000
Lubricación		Periódica
Temperatura	Mínima	0°
	Máxima	40° - 60°
Ejecución en acero inoxidable		Sí

(1) La velocidad indicada con un ángulo de trabajo de 5°.

Las medidas de la junta cardan serán las correspondientes a la fila 01.032 de la siguiente tabla proporcionada por el fabricante.

Juntas Simples y Dobles SERIE 01

								
Simple	Doble	D ^{h7(1)}	E	L	ED ⁽²⁾	LD	A	M
01.010.100		5	10	40			13	
01.013.100		6	13	40			13	
01.017.100		8	16	40			12	
01.020.100	01.020.200	10	20	45	22	74	11	29
01.023.100	01.023.200	12	22	50	22	79	13	29
01.026.100	01.026.200	14	25	56	25	89	14	33
01.029.100	01.029.200	16	29	65	29	100	17	35
01.032.100	01.032.200	18	32	72	32	111	18	39
01.035.100	01.035.200	20	37	82	40	128	20	46
01.040.100	01.040.200	22	40	95	40	141	25	46
01.045.100	01.045.200	25	45	108	50	163	28	59
01.050.100	01.050.200	30	50	122	50	181	35	59
01.060.100	01.060.200	40/35	58	160	58	226	48	66
01.070.100	01.070.200	45/40	70	140	70	212	35	78
01.080.100	01.080.200	50/45	80	160	80	245	42	95
01.100.100	01.100.200	55/50	95	190	95	290	54	120

⁽¹⁾ Agujero estándar. Podemos suministrar sobre pedido agujero diferente.

⁽²⁾ Diámetro exterior junta doble.

1.10.3. Análisis por elementos finitos.

Ahora vamos a realizar el análisis por elementos finitos de la junta cardan, al igual que en ocasiones anteriores lo realizaremos mediante el modulo apropiado de CatiaV5.

Mallado de la junta cardan

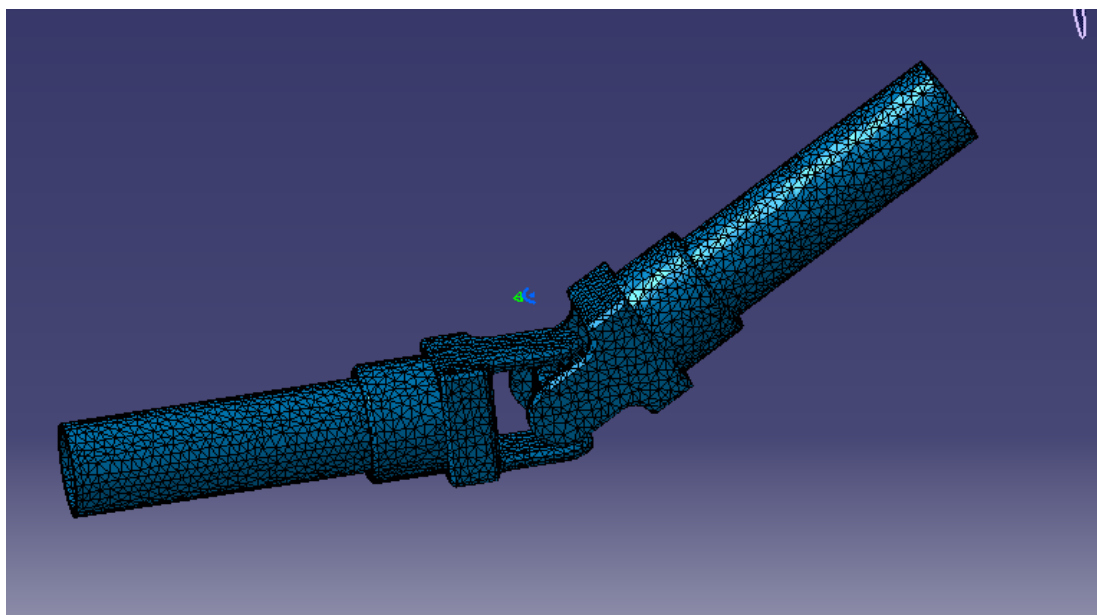


Figura 115

Restricciones de movimiento

La junta cardan no podrá desplazarse en ninguna dirección, únicamente podrá rotar sobre su propio eje.

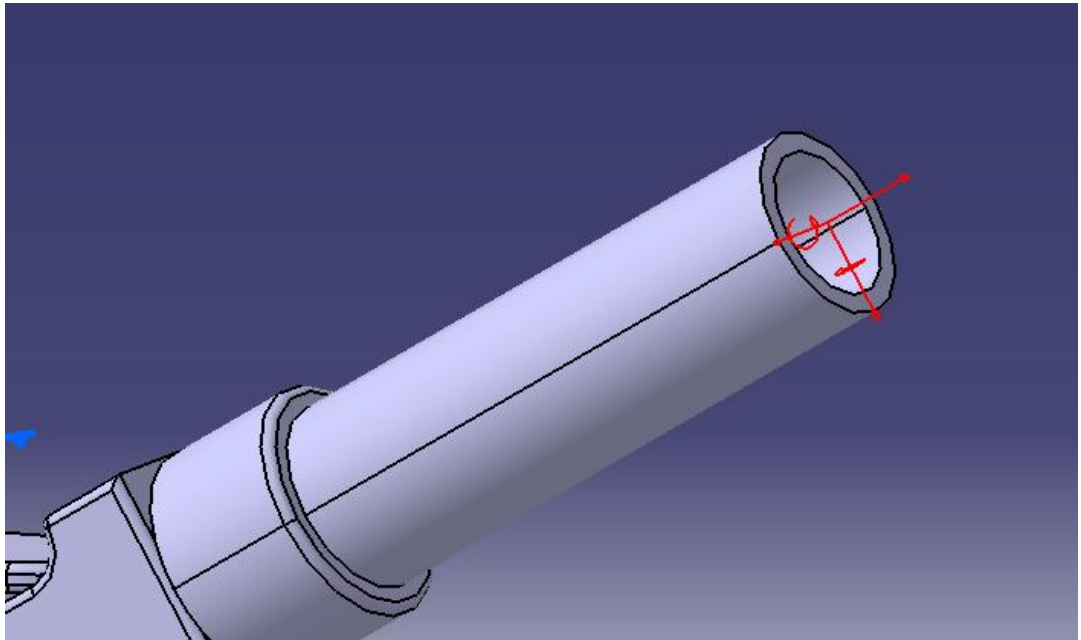
Extremo 1

Figura 116

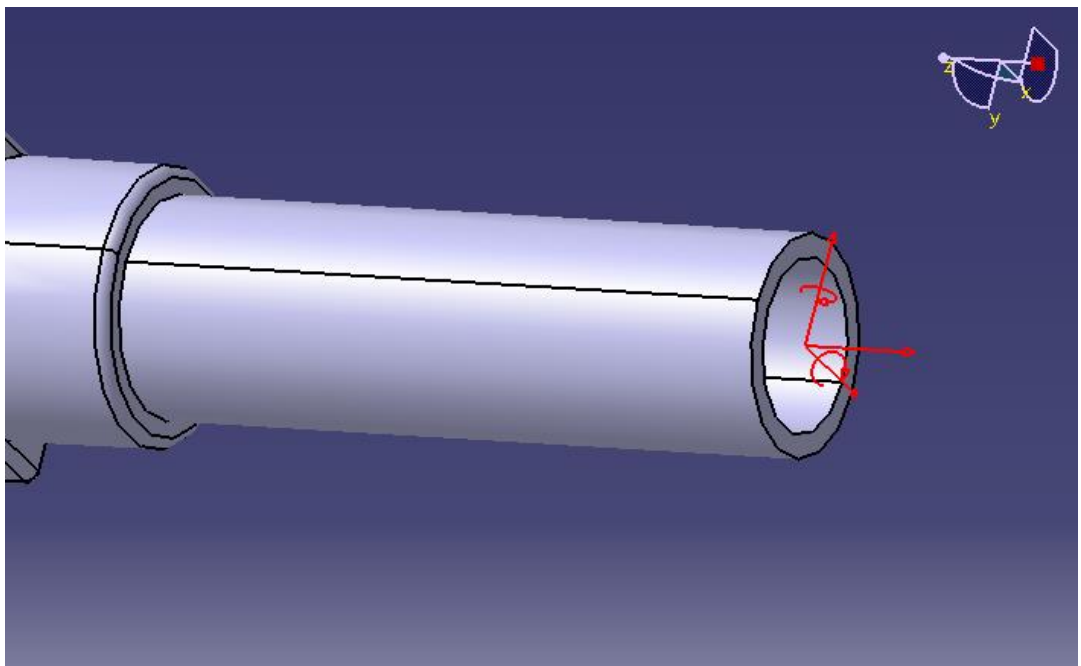
Extremo 2

Figura 117

Las tensiones a las que se va a haber sometida la junta cardan son las mismas que a las que se ve sometida la barra de dirección:

- Acción de la gravedad
- Peso del mecanismo de liberación rápida (quick-release)
- Momento torsor
- Reacciones en los apoyos debidas a la colisión

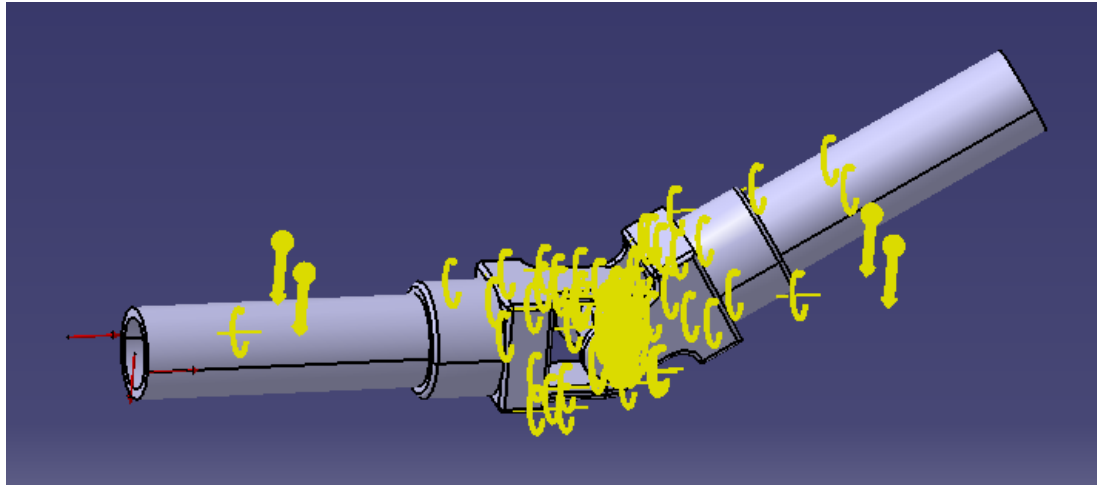


Figura 118

TENSION DE VON MISES

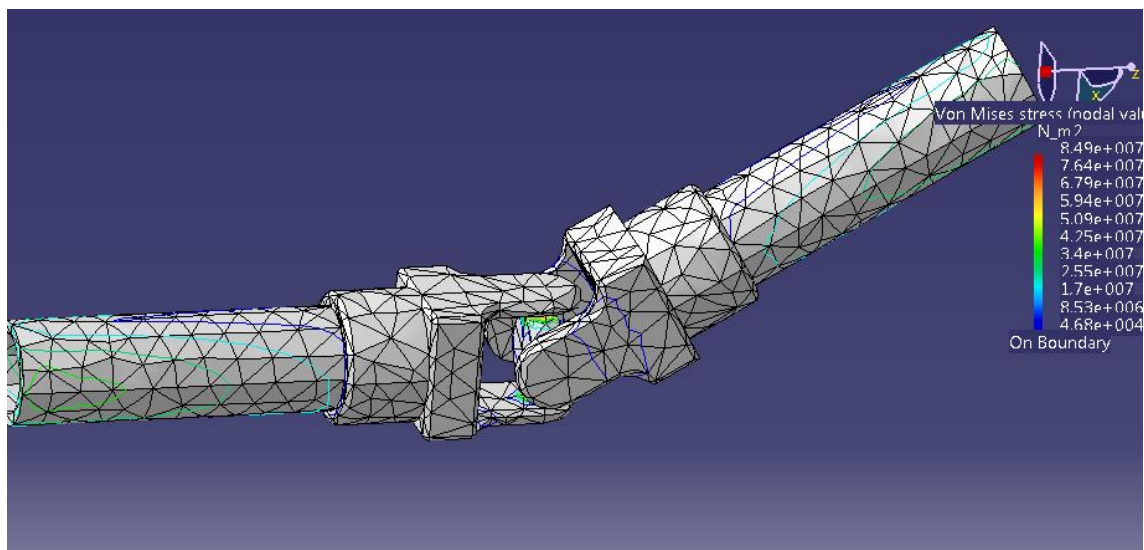


Figura 119

TENSION DE VON MISES

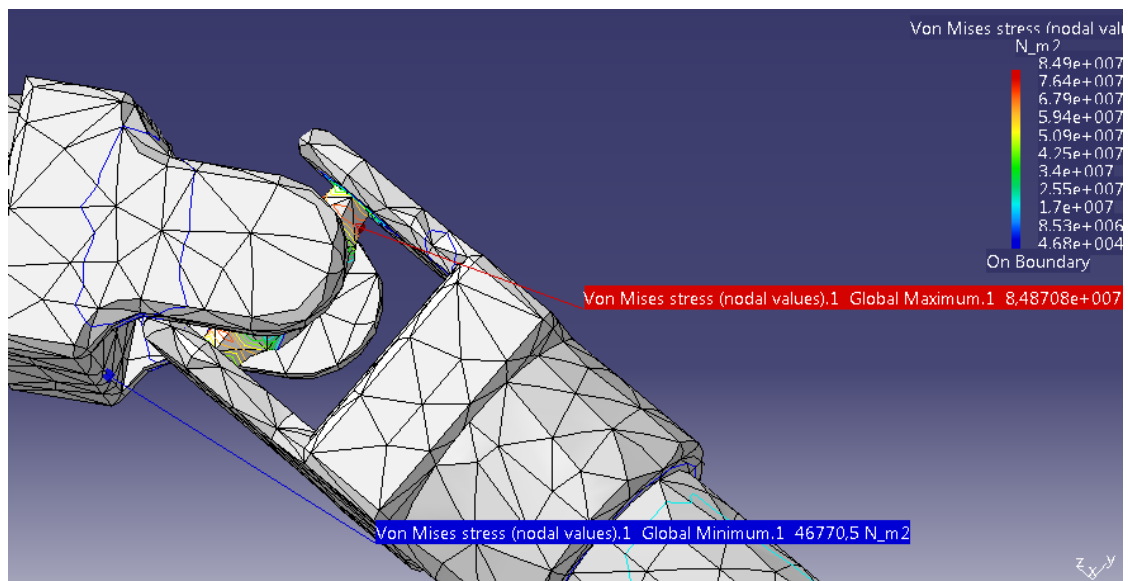


Figura 120

El máximo valor de tensión de Von Mises se encuentra en los extremos de la cruceta y asciende 84.87 MPa por el contrario la zona con menor tensión de Von Mises se encuentra en la horquilla y su valor es de 0.04677 MPa

TOTAL STRESS

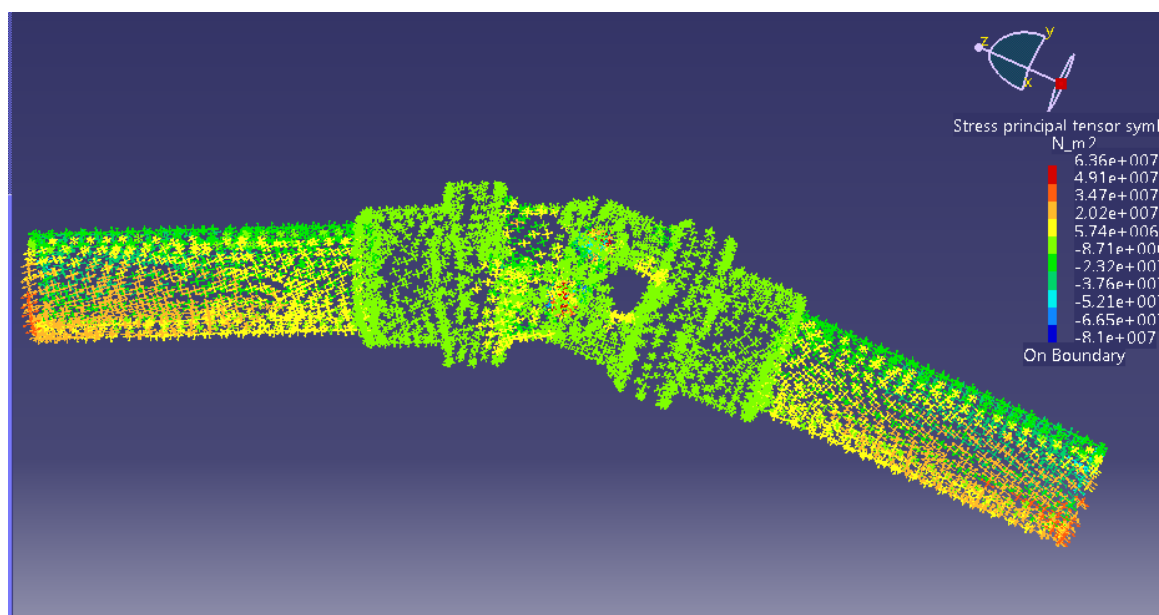


Figura 121

1.11. SOLUCIÓN FINAL

1.11.1 Conclusiones

Para finalizar, se hará un resumen con todo el proceso de diseño contenido en el proyecto. Partiendo de una idea principal se ha ido construyendo un sistema de dirección para un vehículo de la formula SAE.

Cumpliendo con la normativa de dicha competición cuyo apartado más restrictivo a la hora de diseño es que el sistema de dirección tiene que contar con un mecanismo de liberación rápido que permita al piloto abandonar el vehículo en menos de cinco segundos.

Además, se ha incorporado un elemento extra en materia de seguridad. La propia columna de seguridad cuenta con una parte diseñada en Aluminio 1200-0 para que, en caso de colisión, la columna se fracture por ahí y evitar así una posible incrustación del volante en el piloto. El resto de la columna ha sido diseñada en acero SAE 1015.

La columna de dirección se ha visto sometida a un análisis con cargas estáticas y a otro por cargas variables, también se ha realizado un estudio a fatiga para comprobar que el diseño era fiable a un número alto de usos. Todos estos análisis se han comprobado también realizando un análisis por elementos finitos verificando que se cumplen todos los supuestos de los anteriores análisis (cargas estáticas, cargas variables y fatiga).

El conjunto piñón cremallera ha sido diseñado bajo la norma AGMA, garantizando que ambos elementos van a resistir tanto los esfuerzos de flexión en el diente como los esfuerzos por picadura. Estos elementos han sido diseñados en acero SAE 1080.

También se ha diseñado un mecanismo de protección para la unión entre el piñón y la cremallera para evitar el contacto con impurezas. Al mismo tiempo se ha ideado una posible solución para la unión de la carcasa de protección al chasis del fórmula SAE.

El varillaje de dirección también ha sido diseñado en acero SAE 1015. A la hora de definir la geometría del varillaje se han presentado tres opciones distintas de las que finalmente se ha elegido la que se ha pensado que era la más adecuada de acuerdo a los principios de optimización del espacio del Fórmula SAE y su comportamiento en circuito.

A la hora de realizar el estudio de esfuerzos a los que se puede ver sometida el varillaje de dirección se ha optado por recrear una de las situaciones de máximo stress, como es el caso de una frenada pronunciada del vehículo. Estas condiciones se han introducido en un análisis por elementos finitos para comprobar las tensiones máximas.

Por ultimo, también se ha diseñado una junta cardan para la unión de la columna de dirección con el piñón. Esta junta cardan ha sido diseñada en su totalidad mediante el programa Catia, siguiendo las directrices que marcaba en su catálogo la empresa *Tecnopower*. Al igual que con todos los elementos anteriores sea realizado un estudio por elementos finitos de la junta para comprobar la máxima tensión de Von Mises.

Todas las uniones atornilladas con las que cuenta este sistema de dirección han sido diseñadas bajo normativa, cumpliendo con los requerimientos de resistencia a cortante y flexión, que se detallan en el apartado de cálculos.

1.11.2 Solución gráfica

Detalle general:

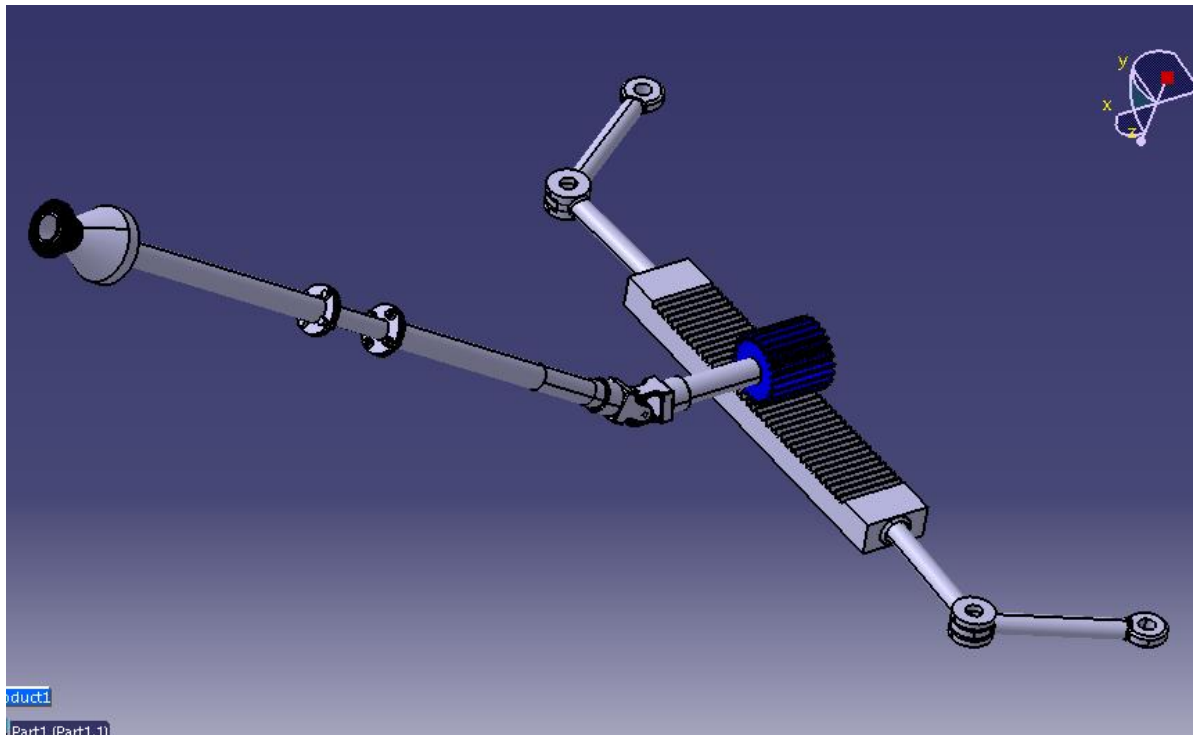


Figura 122

Detalle quick reléase:

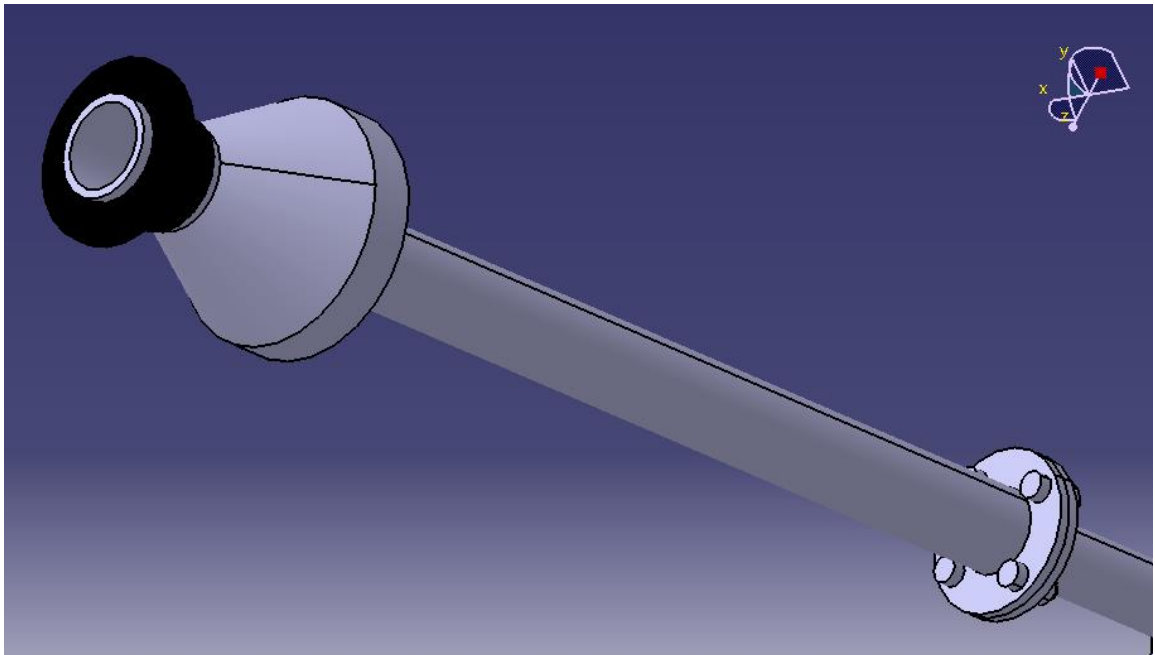


Figura 123

Detalle varillaje:

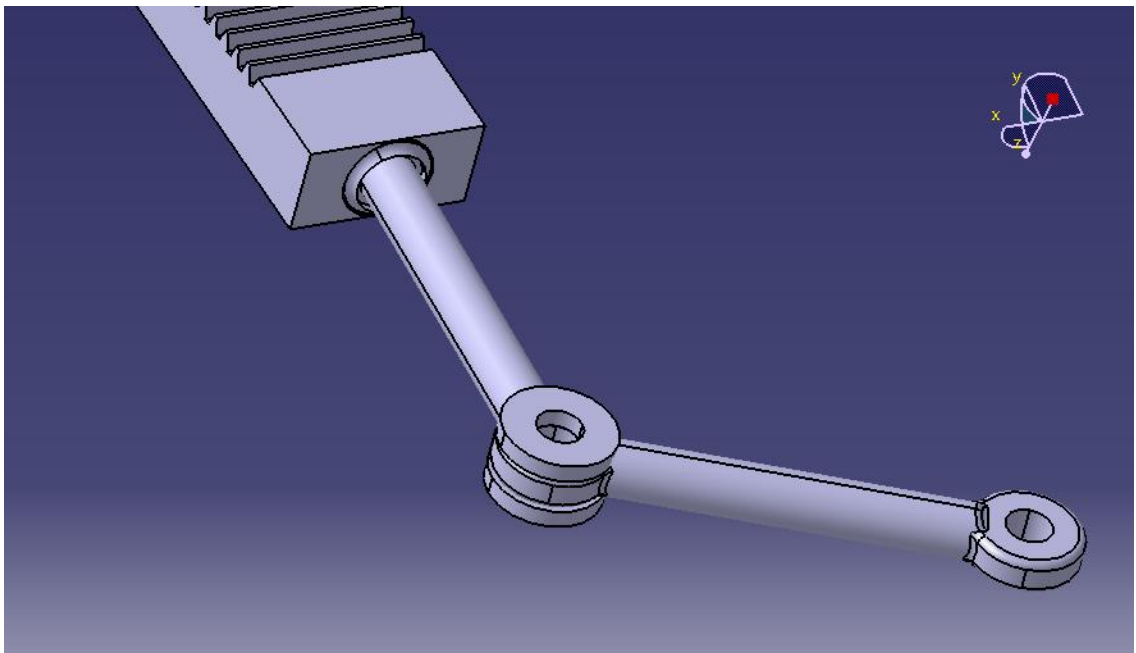


Figura 124

Detalle junta cardan:

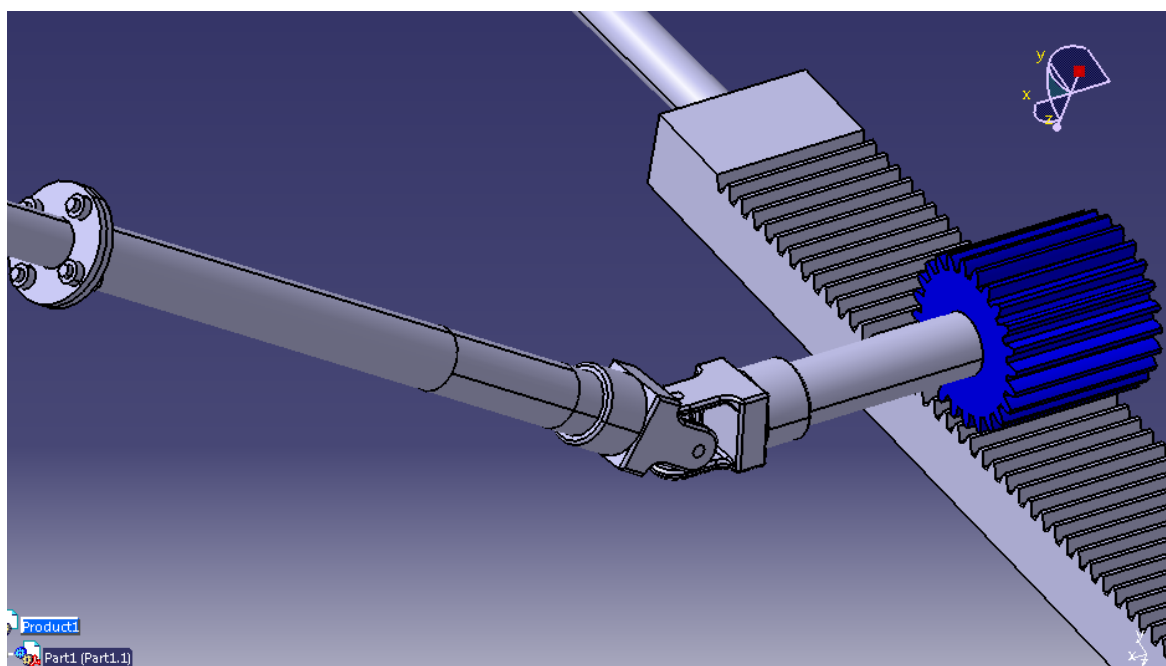


Figura 125

Detalle carcasa protección:

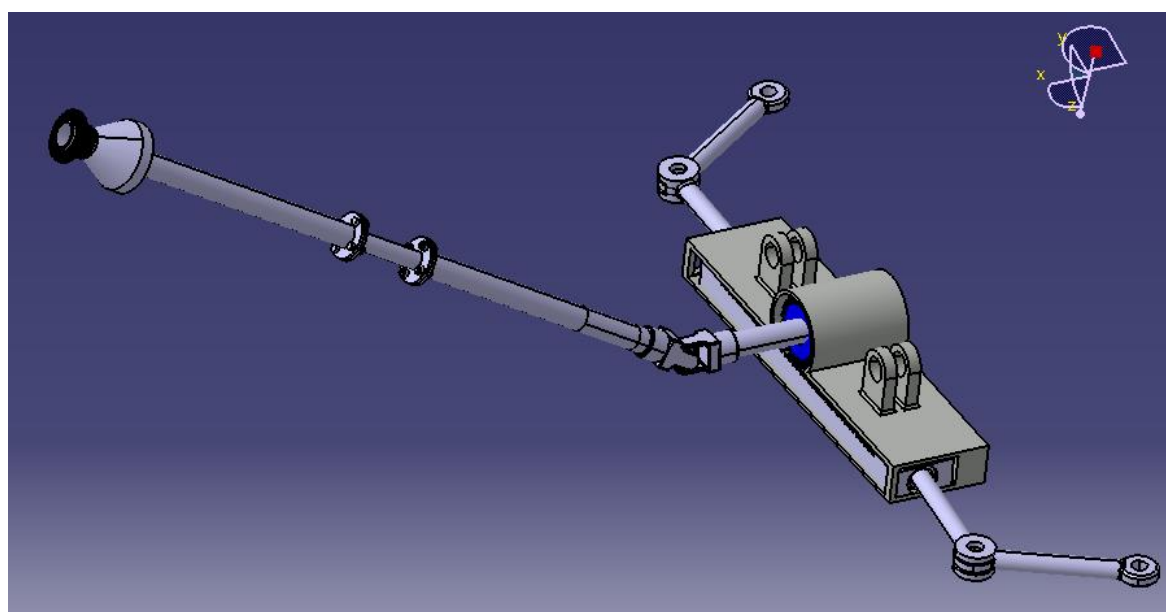


Figura 126

Detalle unión chasis:

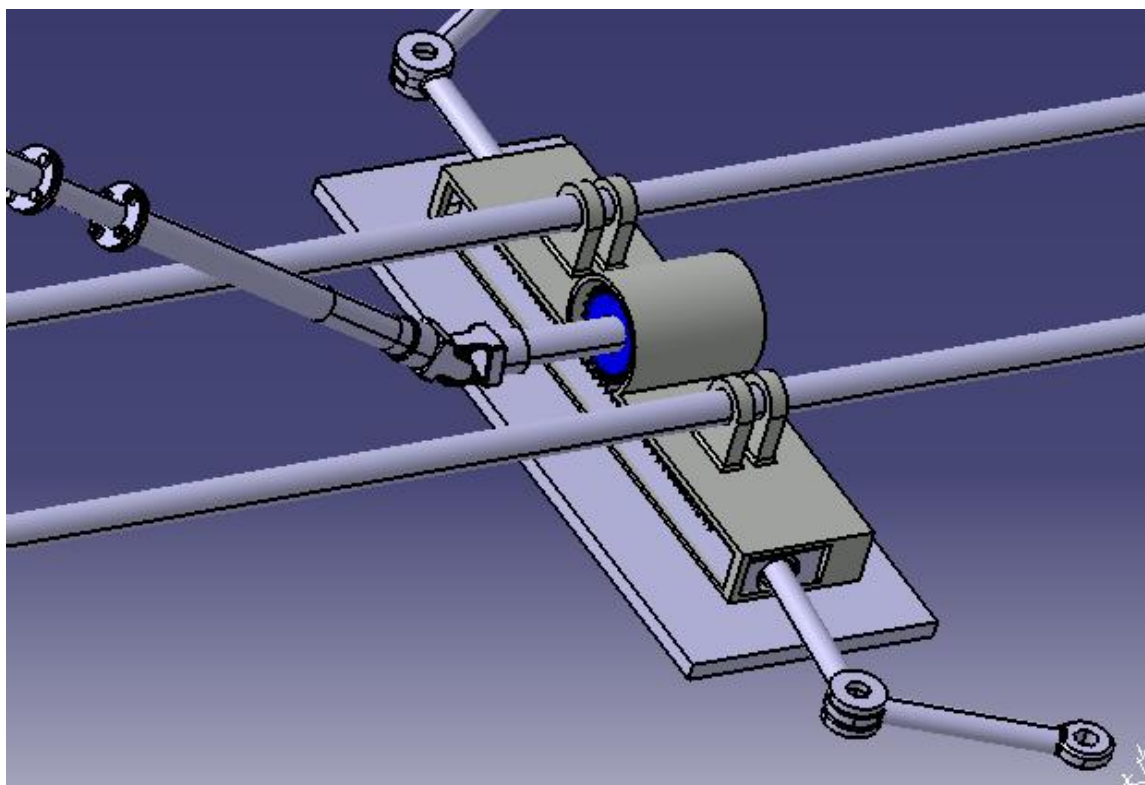


Figura 127

JAVIER BERAMENDI CABODEVILLA

PAMPLONA, 14 DE NOVIEMBRE DEL 2013



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

DISEÑO DE UN SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA UN FÓRMULA S.A.E.

CÁLCULOS

Javier Beramendi Cabodevilla

Vanesa Estremera Carrera

Pamplona, 14 de Noviembre 2013

CÁLCULOS

1.1. COLUMNA DE DIRECCIÓN	3
1.1.1. Criterio del esfuerzo cortante máximo (Tresca)	3
1.1.2. Materiales Dúctiles, teoría de Von Mises	5
1.1.3. Cálculo de la columna de dirección a fatiga.....	21
1.1.3.1. Factores modificadores del Límite de resistencia a la fatiga.....	21
1.1.3.2. Tensiones fluctuantes en torsión.....	24
1.1.4. Uniones atornilladas.....	25
1.1.4.1. Expresiones para el cálculo de resistencias	28
1.2. ENGRANAJE	29
1.2.1. Parámetros para el diseño del engranaje en Catia	30
1.2.2. Cálculo de estados de carga y esfuerzos.....	31
1.3. VARILLAJE DE DIRECCIÓN.....	45
1.3.1. Situación de frenado	45
1.3.2. Bieleta 1	48
1.3.3. Bieleta 2	49
1.4. SOLUCIÓN FINAL.....	50
1.4.1 Conclusiones	50

1.1. COLUMNA DE DIRECCIÓN

La columna de dirección ha sido diseñada para que tenga vida infinita, para ello ha sido sometida a varias pruebas tanto con cargas estáticas (criterio de Tresca, Von Mises) como con cargas variables (estudio de fatiga).

Además para asegurarnos de la seguridad del conductor en el centro de la columna de dirección se ha diseñado de otro material de tal forma que en caso de accidente o impacto esta se rompa por dicho material y evitar así que la columna se clave o dañe al conductor.

La columna ha sido diseñada en acero de 19mm de diámetro y con un espesor de pared de 2mm, forma 30 grados con la horizontal del formula SAE y tiene una longitud de 480mm.

El volante está unido a la columna de dirección por un mecanismo de liberación rápido, quick reléase, que permite desconectar el volante y que el conductor pueda abandonar en cockpit en menos de 5 segundos como queda estipulado en la normativa de la formula SAE. En el otro extremo de la columna de dirección no encontramos con una junta cardan que la une con el piñón del sistema piñón-cremallera.

El acero elegido para la columna de dirección ha sido acero SAE Nº 1015 debido a que cumple perfectamente con los requerimientos tensionales a los que se ve sometidos, es de fácil acceso y a un coste bajo. Las características de dicho acero son las siguientes:

- Límite de rotura a tracción: 500.31 N/mm^2
- Límite de fluencia: 421.83 N/mm^2

El material seleccionado para la zona central de la barra de dirección por donde debe romper en caso de accidente es Aluminio1200-O. Esta sección tendrá el mismo diámetro que el resto de la columna de dirección y una longitud de 80mm, estará unida a la barra de dirección mediante una solución atornillada que más adelante se describirá y calculará. Las características de este aluminio son las siguientes:

- Límite de rotura a tracción: 90 N/mm^2
- Límite de fluencia: 34 N/mm^2

1.1.1. Criterio del esfuerzo cortante máximo (Tresca)

Antes de empezar a aplicar el criterio de tresca vamos a definir los esfuerzos que nos encontramos en el volante durante el pilotaje del formula SAE.

Suponemos que en el momento de maximo esfuerzo del piloto va a realizar una carga de 5 kg a ambos lados del volante. El volante seleccionado tiene un diámetro de 23 cm.

El momento torsor máximo (T) que el piloto aplicará en el volante será de 11.27 N·m

$$T = 5 \cdot 9.8 \cdot 0.23 = 11.27 \text{ N} \cdot \text{m}$$

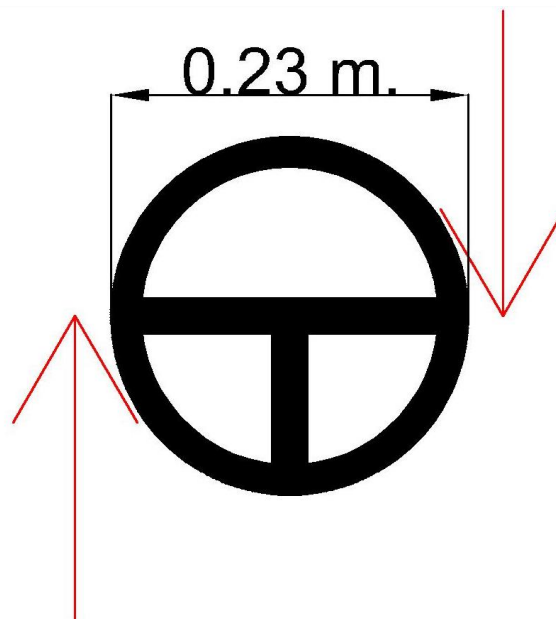


Figura 1

Según la teoría de la torsión explicada con anterioridad nos dice que:

$$\text{Momento Torsor} = \frac{\tau_{max}}{r_{medio}} \cdot I_p$$

Siendo:

- r_{medio} : Radio medio

$$r_{medio} = \frac{r_{max} + r_{min}}{2} = \frac{19 + 15}{2} = 8.5 \text{ mm.} = 8.5 \cdot 10^{-3} \text{ m.}$$

- I_p : Inercia polar.

$$I_p = \frac{\pi}{32} (\theta_{max}^4 - \theta_{min}^4) = \frac{\pi}{32} (0.019^4 - 0.015^4) = 7.8241 \cdot 10^{-9} \text{ m.}^4$$

- τ_{max} : Esfuerzo cortante máximo, según el criterio de tresca:

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_y}{2 \cdot cs}$$

Dónde:

- σ_y : límite a fluencia del material, en este caso 421.83 N/mm²
- Cs: coeficiente de seguridad, en este caso 5, debido a que la columna de dirección está sometida a pequeños esfuerzos de flexión que el criterio de Tresca no contempla, por ello el coeficiente de seguridad es tan elevado.

$$\tau_{max} = \frac{421.83 \frac{N}{mm^2}}{2 \cdot 5} = 42.183 \frac{N}{mm^2} = 42.183 MPa$$

$$Momento Torsor = \frac{42.183 MPa \cdot 10^6}{8.5 \cdot 10^{-3} m} \cdot 7.8241 \cdot 10^{-9} m^4 = 38.83 N \cdot m$$

Como hemos calculado con anterioridad el momento torsor máximo que realizara el piloto asciende a 11.27 Nm y como según el criterio de Tresca la columna de dirección podría soportar hasta 38.83Nm, el diseño es viable.

A continuación voy a someter el diseño de la columna de dirección al criterio de Von Mises, un criterio más restrictivo que el de Tresca, debido a que tiene en cuenta los esfuerzos flexión tanto como los de rotación y axiles, que me dara la valoración definitiva sobre si el diseño de la barra de dirección es el adecuado.

1.1.2. Materiales Dúctiles, teoría de Von Mises

Para aplicar este criterio necesitamos saber la masa de la barra de dirección, del dispositivo de liberación rápido (quick-release) y sus correspondientes centros de gravedad. Para ello calcularemos el volumen de la barra de dirección y a través de su densidad obtendremos la masa de la barra de dirección. La columna de dirección tiene una particularidad ya que una parte de ella es de aluminio (80 mm) en vez de acero, por lo que habrá que tener en cuenta la distinta densidad del aluminio con respecto al acero. El cálculo del centro de gravedad se simplifica bastante ya que la barra es totalmente simétrica por que el centro de gravedad se situara en el medio de la columna.

Densidad acero: 7.850 kg/m^3

Densidad aluminio: 2700 kg/m^3

$$\text{Volumen} = \text{Área} \cdot \text{Longitud}$$

$$\text{Área} = \pi R^2 = \pi \frac{D^2}{4}$$

$$\text{Área} = \pi \frac{(0.019^2 - 0.015^2)}{4} = 1.068 \cdot 10^{-4} m^2$$

$$\text{Volumen Acero} = 1.068 \cdot 10^{-4} m^2 \cdot 0.4m = 4.272 \cdot 10^{-5} m^3$$

$$\text{Volumen aluminio} = 1.068 \cdot 10^{-4} m^2 \cdot 0.08 m = 8.545 \cdot 10^{-6} m^3$$

$$\text{Masa} = \text{Volumen} \cdot \text{Densidad}$$

$$\text{Masa Acero} = 4.272 \cdot 10^{-5} m^3 \cdot 7.850 \text{ kg/m}^3 = 0.335 \text{ kg} = 335.35 \text{ gramos}$$

$$\text{Masa Aluminio} = 8.545 \cdot 10^{-6} m^3 \cdot 2700 \text{ kg/m}^3 = 0.0230 \text{ kg} = 23.06 \text{ gramos}$$

Masa total de la barra de dirección, 0.3584 kg, 3.51 N

El quick reléase suponemos que tiene una masa de 1kg, 9.81 N

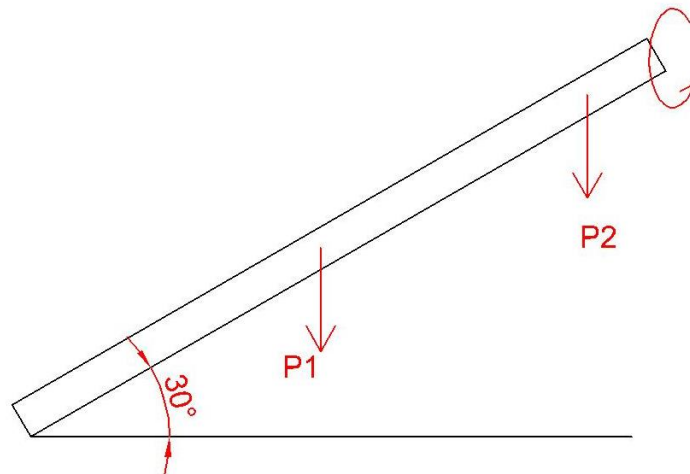


Figura 2

La distribución de las cargas en la columna de dirección sería la siguiente:

$$P_{1x} = P_1 \cdot \sin(30) = 3.51N \cdot \sin(30) = 1.75 N$$

$$P_{1y} = P_1 \cdot \cos(30) = 3.51N \cdot \cos(30) = 3.04 N$$

$$P_{2x} = P_2 \cdot \sin(30) = 9.81N \cdot \sin(30) = 4.9 N$$

$$P_{2y} = P_2 \cdot \cos(30) = 9.81N \cdot \cos(30) = 8.49 N$$

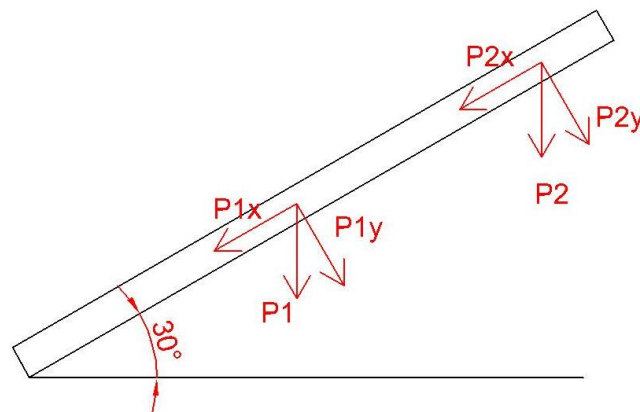


Figura 3

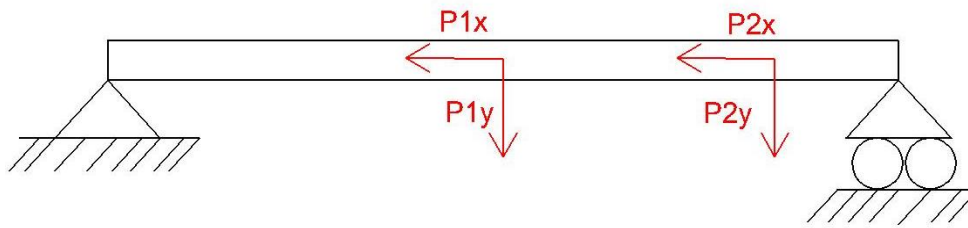


Figura 4

Ahora calculamos las reacciones en los apoyos:

$$\sum F_x = 0$$

$$R_{Ax} = 1.75N + 4.9N = 6.65N$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{Ay} + R_{By} = 3.04N + 8.49N$$

$$\sum M_A = 0$$

$$R_{By} \cdot 0.48 = (3.04 \cdot 0.24) + (8.49 \cdot 0.45) \rightarrow R_{By} = 9.48N$$

Por lo que,

$$R_{Ay} = 3.04N + 8.49N - 9.48N = 2.05N$$

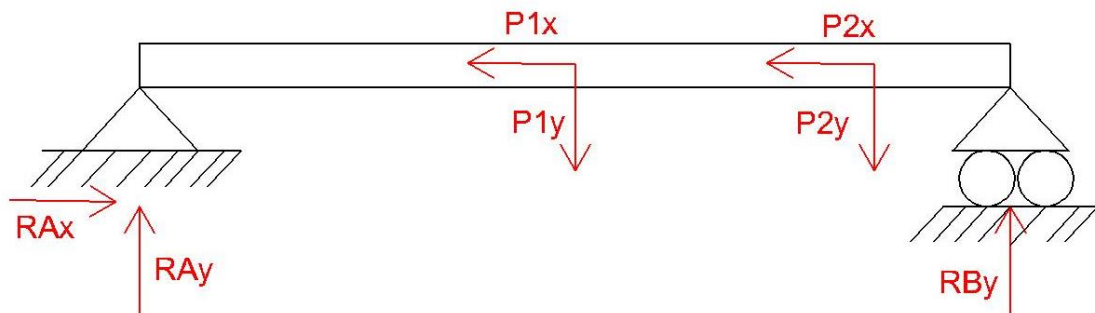


Figura 5

Diagrama de cortantes

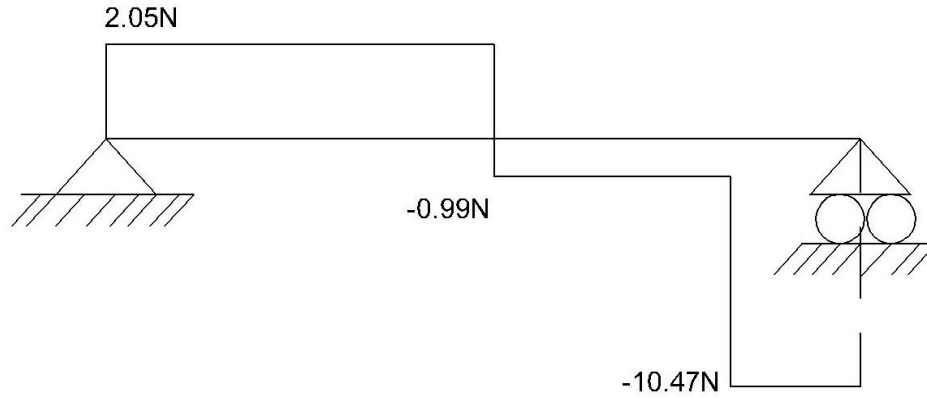


Figura 6

$$0 \leq x \leq 0.24$$

$$R(x) = R_{Ay} = 2.05N$$

$$0.24 \leq x \leq 0.45$$

$$R(x) = R_{Ay} - 3.04 = -0.99N$$

$$0.45 \leq x \leq 0.48$$

$$R(x) = R_{Ay} - 3.04 - 9.48 = -10.47N$$

Diagrama de momentos

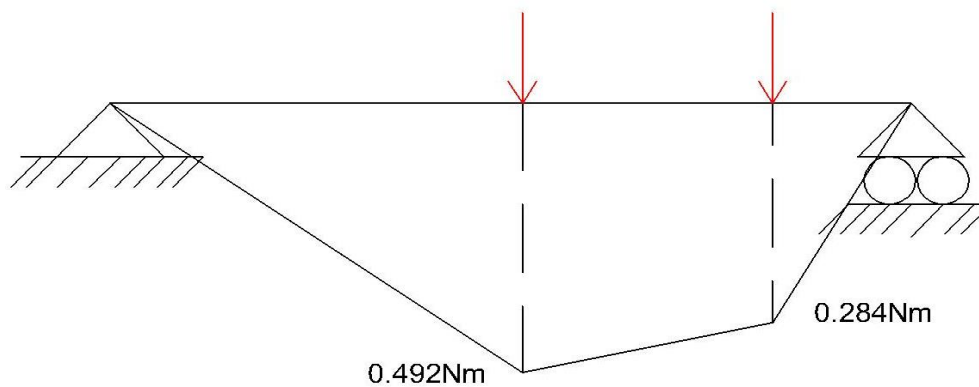


Figura 7

$$0 \leq x \leq 0.24$$

$$M(x) = R_{Ay} \cdot X$$

$$X = 0 \rightarrow M(x) = 2.05N \cdot 0 = 0$$

$$X = 0.24 \rightarrow M(x) = 2.05N \cdot 0.24 = 0.492 Nm$$

$$0.24 \leq x \leq 0.45$$

$$M(x) = R_{Ay} \cdot X - 3.04(X - 0.24)$$

$$X = 0.24 \rightarrow M(x) = (2.05N \cdot 0.24) - 3.04(0.24 - 0.24) = 0.492Nm$$

$$X = 0.45 \rightarrow M(x) = (2.05N \cdot 0.45) - 3.04(0.45 - 0.24) = 0.284Nm$$

Diagrama de momento torsor



Figura 8

Momento torsor constante de 11.27Nm

Diagrama de esfuerzo axial

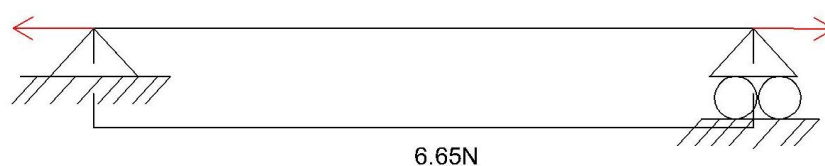


Figura 9

Tensión axil constante de 6.65N

Ahora vamos a realizar los mismos pasos pero añadiéndole una carga, esta carga va a recrear la colisión del Formula SAE contra un elemento rígido (pared, muros de protección, etc...)

Suponiendo una masa del formula SAE de 250kg y una aceleración de 1.2G (11.77m/s²)
 La fuerza de impacto será la siguiente:

$$Fuerza\ impacto = Masa \cdot aceleración$$

$$Fuerza\ impacto = 250kg \cdot 11.77m/s^2 = 2943\ N$$

Volvemos a recrear la columna de dirección con las cargas antiguas más la nueva fuerza de impacto.

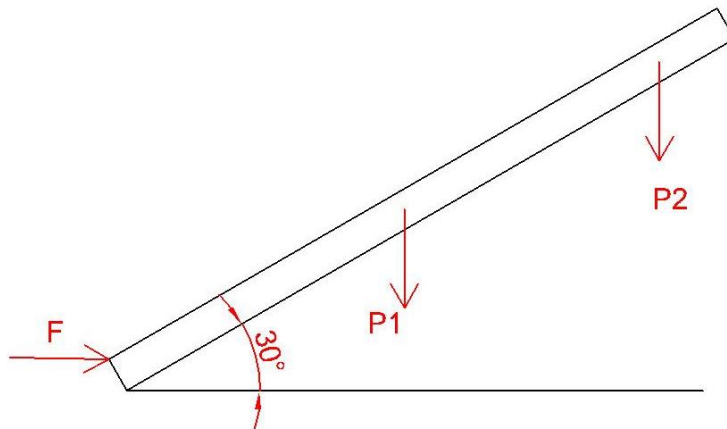


Figura 10

La distribución de las cargas en la columna de dirección sería la siguiente:

$$P_{1x} = P_1 \cdot \sin(30) = 3.51N \cdot \sin(30) = 1.75\ N$$

$$P_{1y} = P_1 \cdot \cos(30) = 3.51N \cdot \cos(30) = 3.04\ N$$

$$P_{2x} = P_2 \cdot \sin(30) = 9.81N \cdot \sin(30) = 4.9\ N$$

$$P_{2y} = P_2 \cdot \cos(30) = 9.81N \cdot \cos(30) = 8.49\ N$$

$$F_{1x} = 2943N \cdot \cos(30) = 2548\ N$$

$$F_{1y} = 2943N \cdot \sin(30) = 1471.5\ N$$

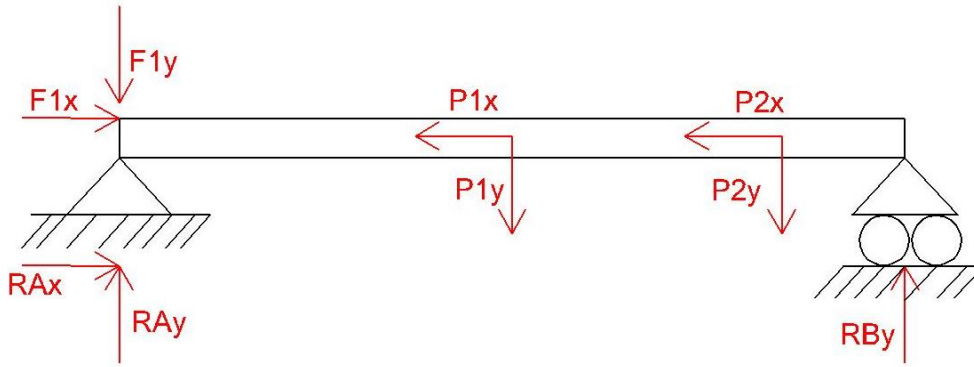


Figura 11

Ahora calculamos las reacciones en los apoyos:

$$\sum F_x = 0$$

$$R_{Ax} = -2548N + 1.75N + 4.9N = -2541 N$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{Ay} + R_{By} = 3.04N + 8.49N + 1471.5N$$

$$\sum M_A = 0$$

$$R_{By} \cdot 0.48 = (3.04 \cdot 0.24) + (8.49 \cdot 0.45) \rightarrow R_{By} = 9.48 N$$

Por lo que,

$$R_{Ay} = 3.04N + 8.49N + 1471.5N - 9.48N = 1473.55N$$

Diagrama de cortantes

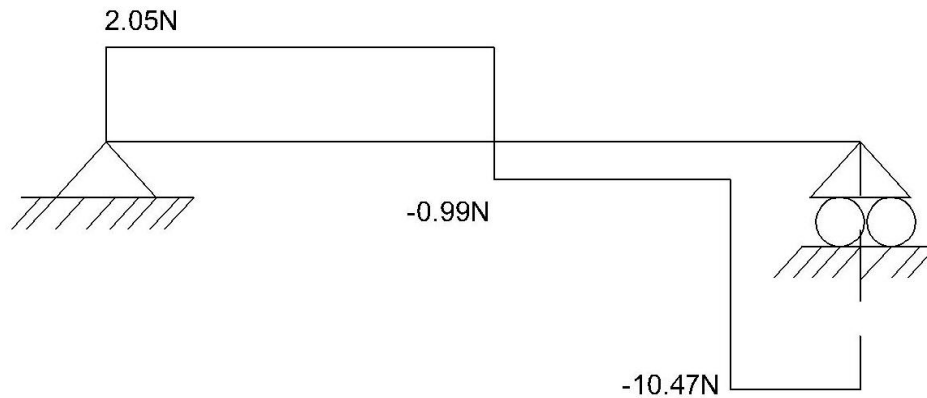


Figura 12

$$0 \leq x \leq 0.24$$

$$R(x) = R_{Ay} - F_{1y} = 1473.55N - 1471.5N = 2.05N$$

$$0.24 \leq x \leq 0.45$$

$$R(x) = R_{Ay} - F_{1y} - 3.04 = -0.99N$$

$$0.45 \leq x \leq 0.48$$

$$R(x) = R_{Ay} - F_{1y} - 3.04 - 9.48 = -10.47N$$

Diagrama de momentos

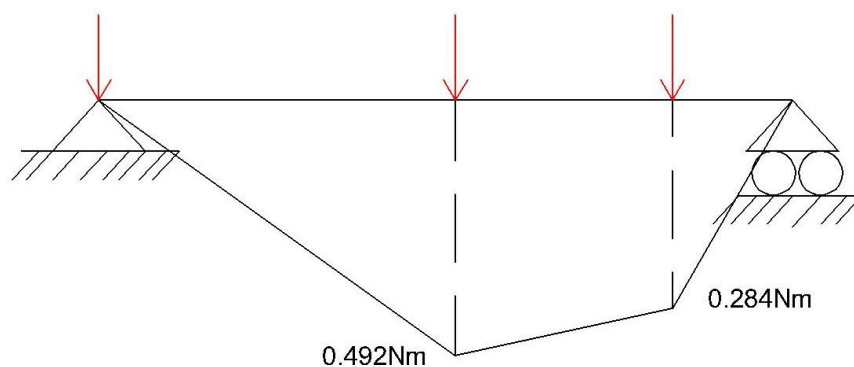


Figura 13

$$0 \leq x \leq 0.24$$

$$M(x) = (R_{Ay} \cdot X) - (F_{1y} \cdot X)$$

$$X = 0 \rightarrow M(x) = 1473.55N \cdot 0 - 1471.5 \cdot 0 = 0$$

$$X = 0.24 \rightarrow M(x) = (1473.55N \cdot 0.24) - (1471.5 \cdot 0.24) = 0.492 Nm$$

$$0.24 \leq x \leq 0.45$$

$$M(x) = R_{Ay} \cdot X - (F_{1y} \cdot X) - 3.04(X - 0.24)$$

$$\begin{aligned} X = 0.24 \rightarrow M(x) &= \\ &= (1473.55N \cdot 0.24) - (1471.5 \cdot 0.24) - 3.04(0.24 - 0.24) \\ &= 0.492Nm \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} X = 0.45 \rightarrow M(x) &= \\ &= (1473.55N \cdot 0.45) - (1471.5 \cdot 0.45) - 3.04(0.45 - 0.24) \\ &= 0.284Nm \end{aligned}$$

Diagrama de momento torsor



Figura 14

Momento torsor constante de 11.27Nm

Diagrama de esfuerzo axial

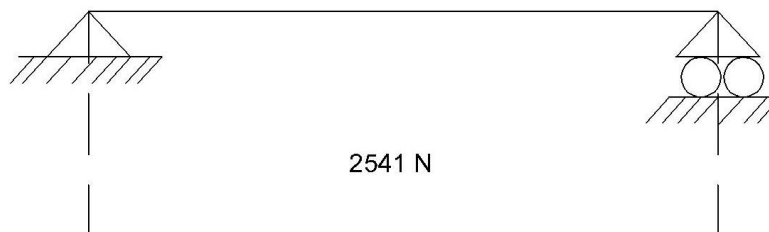


Figura 15

Tensión axial constante de 2541 N

Tensión equivalente de Von Mises

Tensión equivalente de Von Mises:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau^2 + \sigma_a^2}$$

Dónde:

σ_{eq} = Tensión equivalente de Von Mises:

σ_f = Tensión a flexión

3τ = Tensión cortante

σ_a^2 = Tensión axil

Tensión a flexión

$$\sigma_f = \frac{M_f}{I} r = \frac{M_f}{I} r = \frac{0.492}{\frac{\pi \left(\frac{0.019}{2}\right)^4}{4}} \left(\frac{0.019}{2}\right) = 0.73 \text{ MPa}$$

Dónde:

M_f = Momento flector.

r = Radio de la columna de dirección

I = Momento de Inercia

Tensión a cortante

$$\tau = \frac{M}{I_p} r = \frac{11.27}{\frac{\pi}{32} (0.019^4 - 0.015^4)} \left(\frac{0.019}{2}\right) = 13.68 \text{ MPa}$$

Dónde:

M = momento torsor

R = radio de la columna de dirección

I_p = Inercia polar

Tensión axil

$$\sigma_a = \frac{N}{A} = \frac{6.65}{\frac{\pi (0.019^2 - 0.015^2)}{4}} = 0.062 \text{ MPa}$$

Dónde:

N = tensión en la dirección de la columna de dirección

A= Área de la sección transversa de la columna de dirección

Para ver en que sección de la columna hay más riesgo de rotura, se va a calcular la tensión equivalente para cada zona conflictiva. Se ha dividido la columna en tres zonas:

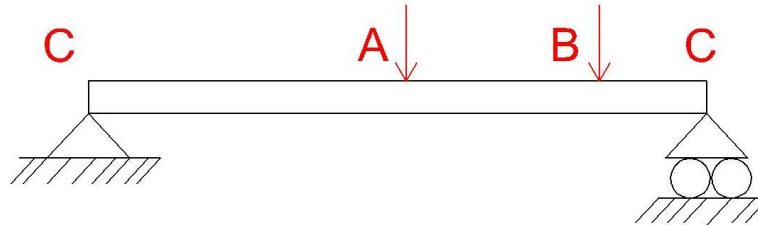


Figura 16

- Extremos (C)
- Centro de masa de la columna de dirección (A)
- Centro de masa del mecanismo de liberación rápido(B)

Zona A. Centro de masa de la columna de dirección

Tensión a flexión

$$\sigma_f = \frac{M_f}{I} r = \frac{M_f}{I} r = \frac{0.492}{\frac{\pi \left(\frac{0.019}{2}\right)^4}{4}} \left(\frac{0.019}{2}\right) = 0.73 \text{ MPa}$$

Tensión a cortante

$$\tau = \frac{M}{I_p} r = \frac{11.27}{\frac{\pi}{32} (0.019^4 - 0.015^4)} \left(\frac{0.019}{2}\right) = 13.68 \text{ MPa}$$

Tensión axil

$$\sigma_a = \frac{N}{A} = \frac{6.65}{\frac{\pi (0.019^2 - 0.015^2)}{4}} = 0.062 \text{ MPa}$$

Tensión equivalente de Von Mises:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau^2 + \sigma_a^2} = \sqrt{0.73^2 + 13.68^2 + 0.062^2} = 13.70 \text{ MPa}$$

Zona B. Centro de masa del mecanismo de liberación rápida

Tensión a flexión

$$\sigma_f = \frac{M_f}{I} r = \frac{M_f}{I} r = \frac{0.284}{\frac{\pi \left(\frac{0.019}{2}\right)^4}{4}} \left(\frac{0.019}{2}\right) = 0.42 \text{ MPa}$$

Tensión a cortante

$$\tau = \frac{M}{I_p} r = \frac{11.27}{\frac{\pi}{32} (0.019^4 - 0.015^4)} \left(\frac{0.019}{2}\right) = 13.68 \text{ MPa}$$

Tensión axil

$$\sigma_a = \frac{N}{A} = \frac{6.65}{\pi \frac{(0.019^2 - 0.015^2)}{4}} = 0.062 \text{ MPa}$$

Tensión equivalente de Von Mises:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau^2 + \sigma_a^2} = \sqrt{0.42^2 + 13.68^2 + 0.062^2} = 13.68 \text{ MPa}$$

Zona C. Extremos

Tensión a flexión

$$\sigma_f = \frac{M_f}{I} r = \frac{M_f}{I} r = \frac{0}{\frac{\pi \left(\frac{0.019}{2}\right)^4}{4}} \left(\frac{0.019}{2}\right) = 0 \text{ MPa}$$

Tensión a cortante

$$\tau = \frac{M}{I_p} r = \frac{11.27}{\frac{\pi}{32} (0.019^4 - 0.015^4)} \left(\frac{0.019}{2}\right) = 13.68 \text{ MPa}$$

Tensión axial

$$\sigma_a = \frac{N}{A} = \frac{6.65}{\pi \frac{(0.019^2 - 0.015^2)}{4}} = 0.062 \text{ MPa}$$

Tensión equivalente de Von Mises

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau^2 + \sigma_a^2} = \sqrt{0^2 + 13.68^2 + 0.062^2} = 13.68 \text{ MPa}$$

Como se ha podido comprobar la tensión equivalente prácticamente no varía en las distintas posiciones de la barra debido a que la tensión predominante, la tensión a cortadura permanece constante en toda la columna de dirección.

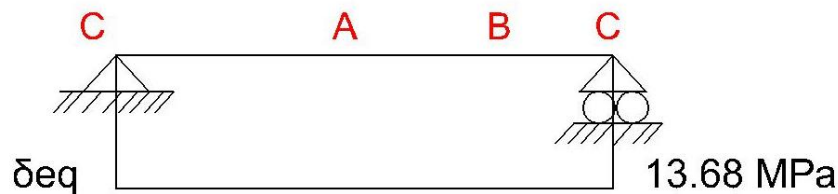


Figura 17

Ahora se va a volver a realizar el cálculo de la tensión equivalente pero añadiendo la variable de la colisión del formula SAE contra un elemento rígido.

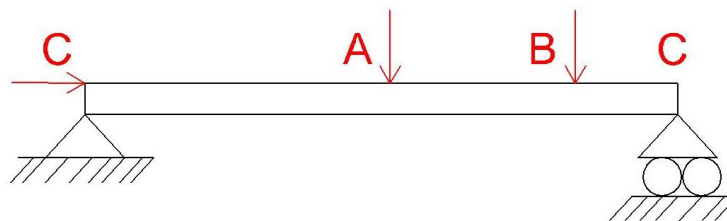


Figura 18

Zona A. Centro de masa de la columna de dirección

Tensión a flexión

$$\sigma_f = \frac{M_f}{I} r = \frac{M_f}{I} r = \frac{0.492}{\pi \left(\frac{0.019}{2} \right)^4} \left(\frac{0.019}{2} \right) = 0.73 \text{ MPa}$$

Tensión a cortante

$$\tau = \frac{M}{I_p} r = \frac{11.27}{\frac{\pi}{32} (0.019^4 - 0.015^4)} \left(\frac{0.019}{2} \right) = 13.68 \text{ MPa}$$

Tensión axil

$$\sigma_a = \frac{N}{A} = \frac{2541}{\pi \frac{(0.019^2 - 0.015^2)}{4}} = 27.78 \text{ MPa}$$

Tensión equivalente de Von Mises:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau^2 + \sigma_a^2} = \sqrt{0.73^2 + 13.68^2 + 27.78^2} = 30.97 \text{ MPa}$$

Zona B. Centro de masa del mecanismo de liberación rápida**Tensión a flexión**

$$\sigma_f = \frac{M_f}{I} r = \frac{M_f}{I} r = \frac{0.284}{\frac{\pi \left(\frac{0.019}{2} \right)^4}{4}} \left(\frac{0.019}{2} \right) = 0.42 \text{ MPa}$$

Tensión a cortante

$$\tau = \frac{M}{I_p} r = \frac{11.27}{\frac{\pi}{32} (0.019^4 - 0.015^4)} \left(\frac{0.019}{2} \right) = 13.68 \text{ MPa}$$

Tensión axil

$$\sigma_a = \frac{N}{A} = \frac{2541}{\pi \frac{(0.019^2 - 0.015^2)}{4}} = 27.78 \text{ MPa}$$

Tensión equivalente de Von Mises:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau^2 + \sigma_a^2} = \sqrt{0.42^2 + 13.68^2 + 27.78^2} = 30.96 \text{ MPa}$$

Zona C. Extremos

Tensión a flexión

$$\sigma_f = \frac{M_f}{I} r = \frac{M_f}{I} r = \frac{0}{\frac{\pi \left(\frac{0.019}{2}\right)^4}{4}} \left(\frac{0.019}{2}\right) = 0 \text{ MPa}$$

Tensión a cortante

$$\tau = \frac{M}{I_p} r = \frac{11.27}{\frac{\pi}{32} (0.019^4 - 0.015^4)} \left(\frac{0.019}{2}\right) = 13.68 \text{ MPa}$$

Tensión axil

$$\sigma_a = \frac{N}{A} = \frac{2541}{\pi \frac{(0.019^2 - 0.015^2)}{4}} = 27.78 \text{ MPa}$$

Tensión equivalente de Von Mises:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau^2 + \sigma_a^2} = \sqrt{0^2 + 13.68^2 + 27.78^2} = 30.95 \text{ MPa}$$

Como se ha podido comprobar de nuevo la tensión equivalente prácticamente no varía en las distintas posiciones de la barra debido a que las tensiones predominantes, la tensión a cortadura y la tensión axil, permanecen constantes en toda la columna de dirección.

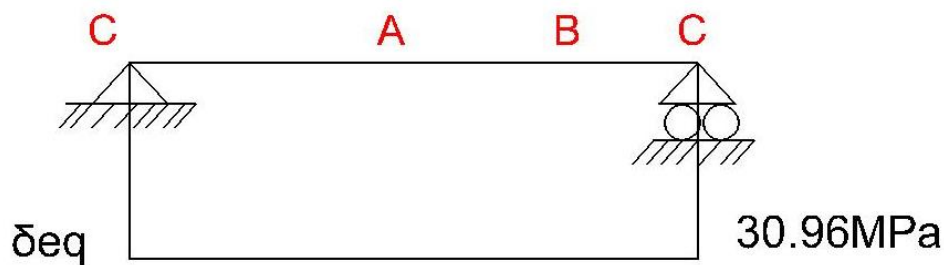


Figura 19

Como el objetivo del diseño de la columna de dirección es que rompa por el centro en caso de colisión se ha buscado un material que soporte las tensiones a las que está sometida en un uso normal (16.68 MPa) y rampa en caso de colisión (30.96MPa)

El material elegido para tal función es el aluminio 1200-O, cuyo límite elástico es de 34 MPa. Como el límite elástico del aluminio elegido sigue siendo mayor que la tensión equivalente en caso de colisión esta sección de la columna seguiría sin romperse.

Como nuestro objetivo es que la columna de dirección rompa por la sección de aluminio (A) se va a reducir el radio de esta sección para que la tensión equivalente sea superior a 34 MPa (límite elástico del aluminio 1200-O)

Se ha reducido el diámetro de esta sección de 19mm a 15mm. El espesor sigue siendo de 2 mm

Zona A. Centro de masa de la columna de dirección. (Colisión)

Tensión a flexión

$$\sigma_f = \frac{M_f}{I} r = \frac{M_f}{I} r = \frac{0.492}{\frac{\pi \left(\frac{0.015}{2}\right)^4}{4}} \left(\frac{0.015}{2}\right) = 1.48 MPa$$

Tensión a cortante

$$\tau = \frac{M}{I_p} r = \frac{11.27}{\frac{\pi}{32} (0.015^4 - 0.011^4)} \left(\frac{0.015}{2}\right) = 23.92 MPa$$

Tensión axil

$$\sigma_a = \frac{N}{A} = \frac{2541}{\pi \frac{(0.015^2 - 0.011^2)}{4}} = 31.10 MPa$$

Tensión equivalente de Von Mises:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau^2 + \sigma_a^2} = \sqrt{1.48^2 + 23.92^2 + 31.10^2} = 39.27 MPa$$

Zona A. Centro de masa de la columna de dirección. Sin Colisión

Tensión a flexión

$$\sigma_f = \frac{M_f}{I} r = \frac{M_f}{I} r = \frac{0.492}{\frac{\pi \left(\frac{0.015}{2}\right)^4}{4}} \left(\frac{0.015}{2}\right) = 1.48 MPa$$

Tensión a cortante

$$\tau = \frac{M}{I_p} r = \frac{11.27}{\frac{\pi}{32} (0.015^4 - 0.011^4)} \left(\frac{0.015}{2} \right) = 23.92 MPa$$

Tensión axial

$$\sigma_a = \frac{N}{A} = \frac{6.65}{\pi \frac{(0.015^2 - 0.011^2)}{4}} = 0.081 MPa$$

Tensión equivalente de Von Mises:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau^2 + \sigma_a^2} = \sqrt{1.48^2 + 23.92^2 + 0.081^2} = 23.96 MPa$$

Ahora ya bien, con la reducción del diámetro de la sección de aluminio 1200-0 se ha conseguido que dicha sección aguante para un uso normal, y rompa en caso de colisión para asegurar más si cabe la seguridad del piloto.

$$\sigma_{eq}(normal) \leq \text{limite a fluencia Aluminio 1200-0} \leq \sigma_{eq}(colisión)$$

$$23.93 MPa \leq 34 MPa \leq 39.27 MPa$$

1.1.3. Cálculo de la columna de dirección a fatiga

1.1.3.1. Factores modificadores del Límite de resistencia a la fatiga

Se emplean una serie de factores modificadores que permiten relacionar el límite de resistencia a la fatiga de un elemento mecánico S_e con los resultados de límite a la fatiga obtenidos con probetas de ensayo S_e' . Estos factores incluyen por lo tanto la influencia de la diferencias con la aplicación real

- Factor de superficie K_a
- Factor de tamaño K_b
- Factor de carga K_q
- Factor de temperatura K_d
- Factor de concentración de tensiones K_e
- Factor de efectos diversos K_g
- Factor de confiabilidad K_c

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_q \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_g \cdot K_c \cdot S_e'$$

Siendo $S'_e =$

- $0.504 \cdot S_{ut}$ para $S_{ut} \leq 1400$ MPa
- 700 MPa para $S_{ut} \geq 1400$ MPa

El acero elegido para la columna de dirección ha sido acero SAE N° 1015 debido a que cumple perfectamente con los requerimientos tensionales a los que se ve sometidos, es de fácil acceso y a un coste bajo. Las características de dicho acero son las siguientes:

- Límite de rotura a tracción: 500.31 N/mm^2
- Límite de fluencia: 421.83 N/mm^2

Por lo que como su $S_{ut} \leq 1400$ MPa,

$$S'_e = 0.504 \cdot S_{ut} = 0.504 \cdot 500.31 = 252.15$$

Factor de superficie K_a

$$K_a = a \cdot S_{ut}^b$$

Al estar el acero laminado en caliente:

- $a = 57.7$
- $b = -0.718$

$$K_a = a \cdot S_{ut}^b = 57.7 \cdot 500.31^{-0.718} = 0.67$$

Factor de tamaño K_b

El diámetro de la columna de dirección es de 19mm, por lo que

$$K_b = \left(\frac{d}{7.62} \right)^{-0.1133} \quad \text{si } 2.79 \text{ mm} < d < 51 \text{ mm}$$

$$K_b = \left(\frac{19}{7.62} \right)^{-0.1133} = 0.90$$

Factor de carga K_q

Como se está estudiando la fatiga a torsión,

$$K_q = \frac{1}{\sqrt{3}} = 0.577$$

Factor de temperatura K_d

Se ha supuesto una temperatura de actuación de la columna de dirección de 20°C.

$$K_d = 1$$

Factor de concentración de tensiones K_e

$$K_e = \frac{1}{K_f}$$

Siendo K_f

$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1)$$

Tanto q como K_t son dos parámetros que hay q mirar en las distintas tablas.

$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1) = 1 + 0.9 \cdot (1.6 - 1) = 1.54$$

$$K_e = \frac{1}{K_f} = \frac{1}{1.54} = 0.65$$

Factor de efectos diversos K_g

$$K_g = 1$$

Factor de confiabilidad K_c

$$K_c = 1 - \sigma \cdot D$$

Siendo la desviación típica en aceros, σ , del 8%.

Asumiremos una probabilidad de vida del diseño del 95%

Probabilidad de vida	Factor de Multiplicación de la desviación D
50	0
85	1
90	1.3
95	1.6
99	2.3
99.9	3.1
99.99	3.7

$$K_c = 1 - \sigma \cdot D = 1 - 0.08 \cdot 1.6 = 0.872$$

Límite de resistencia a la fatiga

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_q \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_g \cdot K_c \cdot S_e'$$

$$S_e = 0.67 \cdot 0.90 \cdot 0.577 \cdot 1 \cdot 0.65 \cdot 1 \cdot 0.872 \cdot 252.15 = \mathbf{49.72MPa}$$

1.1.3.2. Tensiones fluctuantes en torsión

Para comprobar si nuestro diseño cumple con la fórmula de resistencia a fatiga se ha de calcular primero tensiones máximas, mínimas, alternas y medias:

$$\sigma_{max} = \frac{T \cdot Rm}{I_p} = \frac{11.27 \cdot (0.019/2)}{7.824 \cdot 10^{-9}} = 13.68MPa$$

$$\sigma_{min} = 0$$

Por lo que:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{13.68 - 0}{2} = 6.84 MPa$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{13.68 + 0}{2} = 6.84 MPa$$

En ausencia de concentradores de tensión, la tensión media no afecta a la resistencia a la fatiga. Las resistencias a torsión se consideran:

$$S_{ys} = \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot S_y = 0.577 \cdot S_y = 0.577 \cdot 421.83 = 243.40MPa$$

$$S_{es} = \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot S_e = 0.577 \cdot S_e = 49.72 MPa$$

NOTA: $S_{es} = S_e$ debido a que en el cálculo de S_e , ya hemos introducido el parámetro corrector al multiplicarlo por 0.577.

Nótese que las ecuaciones anteriores implican que el cálculo de S_e será necesario adoptar $K_q=1$ si se consideran el limite a fatiga S_{es} en lugar de S_e

Con concentradores de tensión:

$$\frac{\tau_m}{S_{us}/CS_1} + \frac{\tau_a}{S_{es}/CS_1} \leq 1 \quad \frac{6.84}{500.31/5} + \frac{6.84}{49.72/5} = 0.068 + 0.687 = \mathbf{0.755 \leq 1 \quad OK}$$

$$\tau_m + \tau_a \leq \frac{S_{ys}}{CS_2} \quad 6.84 + 6.84 \leq \frac{243.40}{5} \quad \mathbf{13.68 \leq 48.68 \quad OK}$$

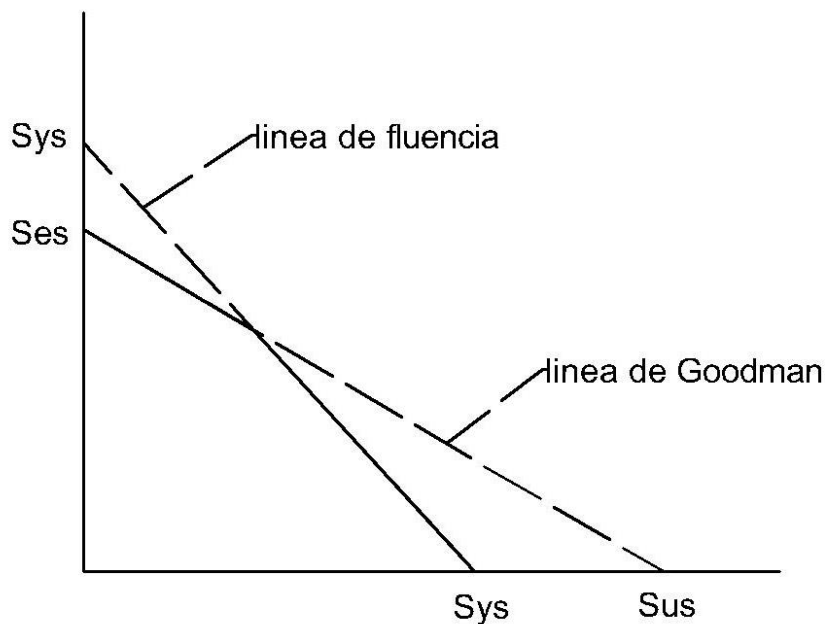


Figura 20

1.1.4. Uniones atornilladas

Comprobación de la unión

El estudio de una unión metálica cabe interpretarlo como el de una cadena en la que hay que verificar cada uno de sus eslabones o componentes (básicas). Por ejemplo, en la unión entre una viga y un pilar, estas componentes básicas son: Resistencia a cortante de alma del pilar, resistencia a compresión del alma del pilar, resistencia a tracción del alma del pilar, resistencia a flexión de las alas de un pilar, resistencia a flexión de la chapa frontal, resistencia a compresión del ala y alma de la viga, etc.

Es obvio que la ausencia o el fallo de un eslabón o componente básica de la cadena, invalida todo el sistema.

Modos de fallo

Se tiene que comprobar que ninguno de los elementos que conforman la unión, agota bajo las tensiones a las que se puede ver sometida la unión.

Según la forma en que trabaje la unión, puede fallar por diferentes modos:

- a) La unión podría fallar por agotamiento del material de las chapas a unir en las paredes del taladro efectuado para alojar el tornillo. La resistencia frente al aplastamiento se expresa en función de la tensión de rotura del acero de las chapas a unir y no de la tensión del límite elástico, debido a la existencia inevitable de valores altos en las deformaciones locales que hacen trabajar el material a tensiones más allá del límite elástico.
- b) También se tiene que comprobar frente a cortadura, que este esfuerzo se produce cuando, en el vástago, las chapas unidas tratan de deslizar una con respecto a la otra.
- c) En una unión atornillada con los tornillos trabajando normalmente a su eje (por cortadura y aplastamiento) es preciso comprobar las piezas a unir cuando están sometidas a tracción, ya que los taladros son un debilitamiento que, si es excesivo, puede llevar a la rotura de la pieza por desgarramiento.
- d) En las uniones donde existen esfuerzos de tracción en la dirección del eje del tornillo, se tiene que comprobar la resistencia del tornillo, que depende, como es lógico, de la resistencia de cálculo del tornillo y de su área.
- e) Si la unión trabaja a tracción y a cortante, es necesario comprobar que no falle bajo esta sollicitación combinada.
- f) En los tornillos de alta resistencia pretensados. Frente a cargas perpendiculares al eje de los tornillos la unión resiste mediante el rozamiento entre chapas favorecido por el esfuerzo de pretensado. Cuando la carga perpendicular alcanza el valor de la resistencia por rozamiento, la unión desliza hasta que el vástago del tornillo entra en contacto con las paredes del taladro. A partir de este momento, la parte de las fuerzas exteriores no absorbidas por el rozamiento deberán serlo por el tornillo de alta resistencia trabajando a cortadura y aplastamiento.

Categorías de uniones atornilladas

En la EAE y el EC3 las uniones atornilladas se clasifican, en función de la manera de trabajar de los tornillos, en cinco categorías (en el CTE no se explicita esta clasificación). Cada una de estas categorías precisa de unas comprobaciones determinadas.

Si los tornillos están solicitados en dirección normal a su eje (cortante) tenemos:

- Categoría A: Trabajan a cortadura y aplastamiento. Para uniones de esta categoría se permiten tornillos de cualquier calidad, incluso de alta resistencia sin pretensar o pretensados pero sin controlar su par de apriete.

$$F_{v,Sd} \leq F_{v,Rd}$$

$$F_{v,Sd} \leq F_{b,Rd}$$

- Categoría B: Resistentes al deslizamiento en E.L.S. En esta categoría se utilizarán tornillos de alta resistencia pretensados con apretado controlado.

$$F_{v,Sd,ser} \leq F_{s,Rd,ser}$$

$$F_{v,Sd} \leq F_{v,Rd}$$

$$F_{v,Sd} \leq F_{b,Rd}$$

- Categoría C: resistentes al deslizamiento en E.L.U.

$$F_{v,Sd} \leq F_{s,Rd}$$

$$F_{v,Sd} \leq F_{b,Rd}$$

$$F_{v,Sd} \leq N_{net,Rd}$$

En el caso de los tornillos solicitados según la dirección de su eje, tracción, tenemos:

- Categoría D: Uniones con tornillos sin pretensar. Para esta categoría se utilizarán tornillos ordinarios o de alta resistencia, aunque no se requiere pretensado.

$$F_{t,Sd} \leq F_{t,Rd}$$

$$F_{t,Sd} \leq B_{p,Rd}$$

- Categoría E: Uniones con tornillos pretensados de alta resistencia. Se utilizarán sólo tornillos de alta resistencia con apretado controlado.

$$F_{t,Sd} \leq F_{t,Rd}$$

$$F_{t,Sd} \leq B_{p,Rd}$$

1.1.4.1. Expresiones para el cálculo de resistencias

Resistencia a cortante:

$$F_{v,Rd} = \frac{\alpha_v \cdot f_{ub} \cdot A_s \cdot n}{\gamma_{M2}}$$

Dónde,

$\alpha_v = 0.5$ excepto para tornillos 4.6, 5,5 y 8.8. En el CTE siempre toma el valor de 0.5 si excepciones.
 f_{ub} = resistencia a tracción del tornillo.
 A_s = área resistente de vástago del tornillo.
 n = número de planos de corte.
 γ_{M2} = coeficiente de seguridad, 1.25.

Resistencia a tracción:

$$F_{t,Rd} = \frac{k_2 \cdot f_{ub} \cdot A_s}{\gamma_{M2}}$$

Dónde:

$K_2 = 0.9$ para tornillos sin cabeza avellanada
 Utilizaremos tornillos de 4 milímetros de diámetro y de grado 8.8 cuya resistencia a tracción (f_{ub}) es de 800 N/mm² y límite elástico (f_{yb}) es de 640 N/mm².

Calcularemos:

Tracción:

$$F_{t,Rd} = \frac{k_2 \cdot f_{ub} \cdot A_s}{\gamma_{M2}}$$

$$F_{t,Rd} = \frac{0.9 \cdot 800 \cdot 8.78}{1.25} = 5057.25 \text{ N}$$

Donde

$F_{t,sd} = 5.83 \text{ N}$ (Fuerza axial en nuestra barra de dirección)

$F_{t,sd} = 2541 \text{ N}$ (Fuerza axial en nuestra barra de dirección en caso de colisión)

Debemos cumplir que

$$F_{t,Sd} \leq F_{t,Rd}$$

$$6.65 \text{ N} < 5057.25 \text{ N}$$

$$2541 \text{ N} < 5057.25 \text{ N (en caso de colisión)}$$

1.2. ENGRANAJE

El engranaje piñon-cremallera va a tener 24 dientes y un módulo de 2, ambos parámetros cumplen las recomendaciones de la norma AGMA, que son:

- Numero de dientes mayor de 18 para un ángulo de presión de 20°
- Utilizar un módulo normalizado (1.5, 2, 2.5, etc...)

Módulo

Para facilidad en vez de hablar de paso circular (P), que es un número decimal largo, se habla del Módulo que es la relación que existe entre el Paso Circular (P) y π . Aunque en muchos sitios se le designa como si fuera un número “adimensional”, en realidad tiene dimensiones porque el Paso circular viene en milímetros y Pi es adimensional, luego la división da milímetros.

Tenemos que tener muy en cuenta que para que los dientes de un engranaje engranen en los de otro ambos tienen que tener el mismo Módulo (M) que es lo mismo que decir el mismo tienen el mismo Paso Circular, claro.

Como ya he descrito con anterioridad el módulo elegido es igual a 2.

Circunferencia Primitiva

Los diámetros de esos dos cilindros que, en la figura, hacen contacto, en el engranaje solo quedan como una circunferencia teórica, pero es muy importante dado que en ella se basan todos los cálculos y la distancia entre los ejes de corona, piñón y cremallera. A esta circunferencia se la denomina “Circunferencia Primitiva” y a su diámetro “Diámetro primitivo” (Dp) y llamaremos a su radio como **Rp**.

$$M = \frac{Dp}{Z} = \frac{Dp}{24} \qquad Dp = 2 \cdot 24 = \mathbf{48mm}$$

Paso Circular

Como es lógico, en un engranaje tenemos que tener un número entero de dientes (**Z**). Esto nos lleva a que el paso (espacio entre dos dientes consecutivos, el espacio de un vano más el espesor de un diente) medido sobre la Circunferencia Primitiva debe ser **múltiplo** de π (léase Pi), dado que la longitud de la circunferencia es $\pi \cdot D_p$. Luego el Paso Circular (**P**) viene dado por la fórmula: $P = \frac{\pi \cdot D_p}{Z}$

$$P = \frac{\pi \cdot 48}{24} = 2\pi$$

1.2.1. Parámetros para el diseño del engranaje en Catia

Ángulo 1

$$\text{Ángulo } 1 = \left(\frac{P}{D_p/2} \right) \cdot \left(\frac{180}{4\pi} \right) = 3.75^\circ$$

L1

$$L1 = \sqrt{\left(\frac{D_p}{2} \right)^2 - \left(\frac{D_b}{2} \right)^2} = 8.2085 \text{ mm}$$

L2

$$L2 = \sqrt{\left(\frac{D_e}{2} \right)^2 - \left(\frac{D_b}{2} \right)^2} = 12.9375 \text{ mm}$$

Ángulo 2

$$\text{Ángulo } 2 = \left(\frac{L1}{\frac{D_b}{2}} \right) \cdot \left(\frac{180}{\pi} \right) = 20.8540^\circ$$

Ángulo 3

$$\text{Ángulo } 3 = \left(\frac{L2}{\frac{D_b}{2}} \right) \cdot \left(\frac{180}{\pi} \right) = 32.8683^\circ$$

1.2.2. Cálculo de estados de carga y esfuerzos

Las magnitudes de las componentes radial y tangencial, así como, la carga total que actúa sobre el diente se determinan a partir de las expresiones:

$$W_t = \frac{2T}{D_p} = \frac{2TP_d}{N} \qquad W_r = W_t \cdot \tan(\varphi) \qquad W = \frac{W_t}{\cos(\varphi)}$$

Siendo:

- $D_p = 48 \text{ mm}$
- $T = 11.28 \text{ Nm}$

$$W_t = \frac{2T}{D_p} = \frac{2 \cdot 11.28}{0.048} = 470.06 \text{ N}$$

Hipótesis de la ecuación de esfuerzo de Lewis

- La carga plena se aplica en la punta de un solo diente.
- El efecto de la componente radial, W_r , es despreciable
- La carga se distribuye uniformemente en el ancho de la cara del diente.
- Las fuerzas de fricción por deslizamiento son despreciables.
- La concentración de esfuerzo en la raíz del diente no es considerada.

Ecuación de flexión de la AGMA

La ecuación de flexión de la AGMA se basa en las siguientes hipótesis:

- 1) La razón de contacto es entre 1 y 2.
- 2) No hay interferencia entre los engranes.
- 3) Ningún diente es puntiagudo.
- 4) Existe un juego distinto de cero.
- 5) Los filetes de las raíces son estándar, se suponen lisos.
- 6) Se desprecia las fuerzas de fricción

Esfuerzo de trabajo por flexión

La forma fundamental de la AGMA para la determinación del esfuerzo flexionante de trabajo que se induce en los dientes de los engranes de dientes rectos son:

$$\sigma_f = \frac{W_t K_a K_m K_s K_b}{F \cdot m \cdot J \cdot K_v}$$

Dónde:

σ_f : esfuerzo de trabajo por flexión en los dientes

J: factor geométrico

K_m : factor de forma y determinación de carga

K_a : factor de aplicación

K_v : factor dinámico

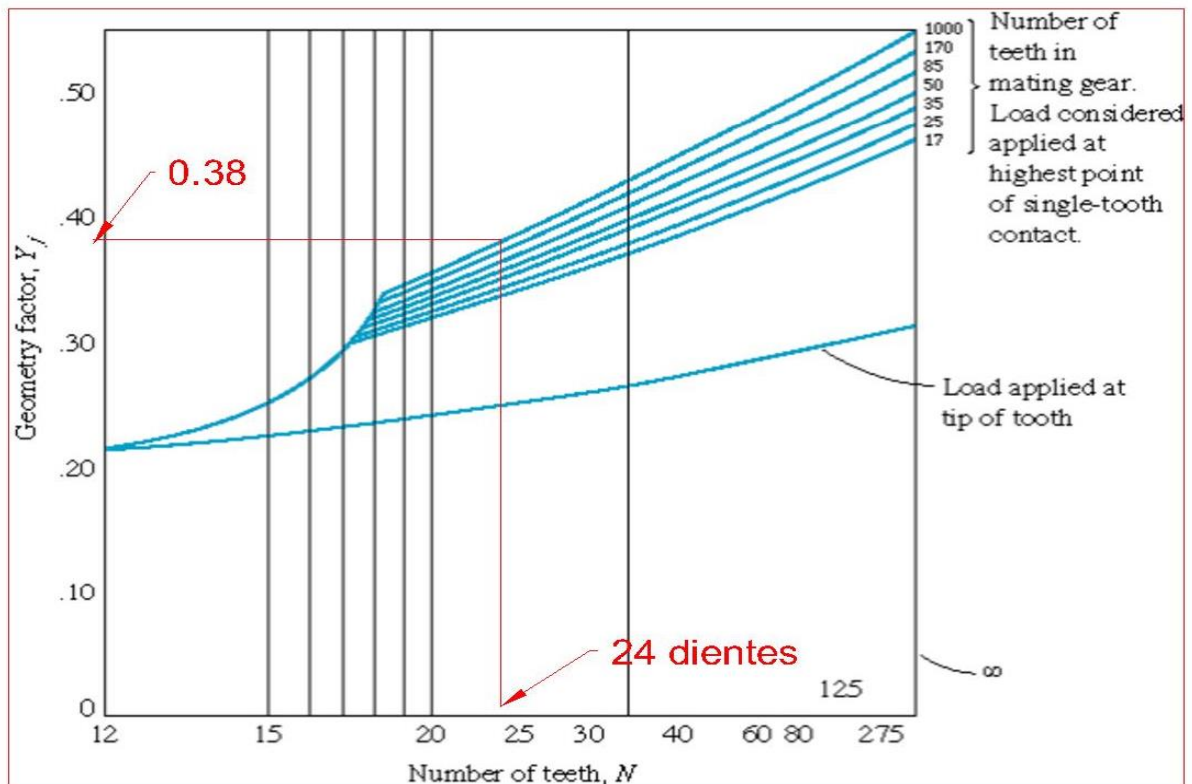
K_s : factor de tamaño

K_b : factor de espesor del “rim”

Factor J

El factor J toma en consideración los aspectos siguientes: el punto de aplicación de la carga en el diente, la forma que poseen los dientes, el efecto de concentración de esfuerzos y la forma como está compartida la carga.

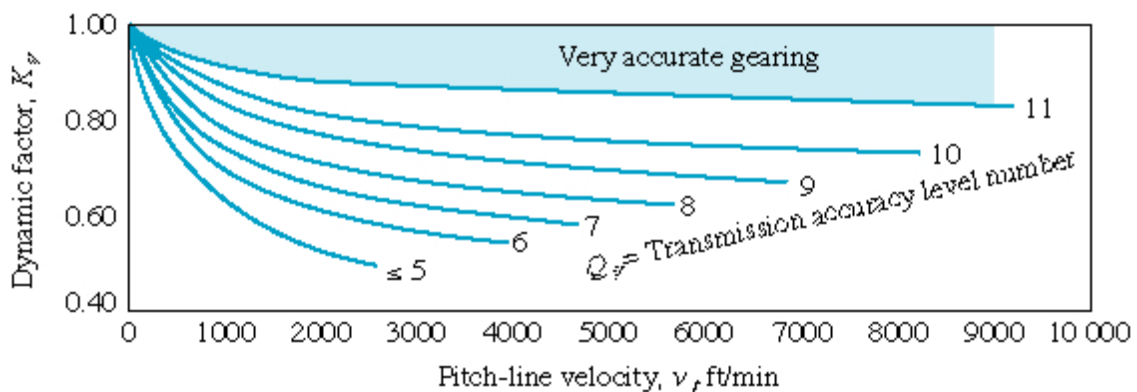
Para un conjunto de engranes de altura completa y carga compartida podemos determinar el factor geométrico de la siguiente manera.



Factor geométrico, $J = 0.38$

Factor de carga dinámico K_v (C_v)

El factor de carga dinámico K_v (C_v) se introdujo inicialmente para tomar en cuenta factores como la inexactitud de la separación entre los dientes, el hecho de los perfiles de los dientes no son involutas perfectas, el efecto de la línea primitiva y la velocidad angular, la deformación bajo carga del eje y sus soportes, la deformación de los dientes bajo carga, vibraciones generadas por aplicaciones de carga de impacto, y la carga transmitida por pulgada de ancho de cara del engrane. La AGMA suministra gráficas para la determinación del factor dinámico en velocidad en la línea primitiva, y de los índices de calidad Q_v , los cuales definen las tolerancias para engranes de diferentes tamaños y fabricados de una clase de calidad específica.



Familia de curvas para la determinación de los factores dinámicos K_v y C_v

El cálculo del factor dinámico se basa en los índices de calidad Q_v , y se realiza a partir de las expresiones.

$$K_v = C_v = \left[\frac{A}{A + V^{1/2}} \right]^B$$

Donde A y B se obtienen de:

$$A = 50 + 56(1 - B) \quad B = \frac{(12 - Q_v)^{2/3}}{4} \quad \text{para } 6 \leq Q_v \leq 11$$

Los valores del índice de calidad Q_v recomendada en función de la velocidad en ft/min. Con la velocidad encontramos el rango recomendado del índice de calidad.

Suponemos que nuestro engranaje tendrá una velocidad máxima de 2000 fpm, o lo que es lo mismo, 10m/s, por lo que según la siguiente gráfica de la norma AGMA el Q_v es igual a 10.

Table 11-7

Recommended Gear
Quality Numbers for
Pitch Line Velocity

Pitch Velocity	Q_v
0–800 fpm	6–8
800–2000 fpm	8–10
2000–4000 fpm	10–12
Over 4000 fpm	12–14

Para $Q_v = 10$:

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{2/3}}{4} = \frac{(12 - 10)^{2/3}}{4} = 0.3968$$

$$A = 50 + 56(1 - B) = 50 + 56(1 - 0.3968) = 83.77$$

$$K_v = C_v = \left[\frac{A}{A + V^{1/2}} \right]^B = \left[\frac{83.77}{83.77 + 10^{1/2}} \right]^{0.3968} = 0.98$$

$$K_v = C_v = 0.98$$

Factor de distribución de carga K_m (Cm)

El factor de distribución de carga K_m (Cm) se emplea para considerar los aspectos siguientes: el desalineamiento de los ejes geométricos de rotación, las desviaciones del avance, y las de flexiones elásticas originadas por las cargas en los ejes, cojinetes o en el alojamiento.

F en pulg (mm)	Factor K_m
< 2 (50)	1.6
Hasta 6 (150)	1.7
Hasta 9 (230)	1.8
>20 (500)	2.0

Valores del factor de distribución de carga K_m en función de la anchura de la cara

Para tomar en consideración el hecho de que la carga transmitida no se distribuya uniformemente a lo largo de la anchura del diente, se ha llegado a determinar restricciones para la anchura de la cara en función del paso diametral y el paso circunferencial, dichas restricciones son:

$$\frac{8}{P_d} < F < \frac{16}{P_d} \qquad \frac{8P_c}{\pi} < F < \frac{16P_c}{\pi}$$

Como la anchura de la cara es de 30 mm y cumple la condición anteriormente dictada, según la tabla 12.5 el factor de distribución de carga es igual a **1.6**

$$\frac{8P_c}{\pi} < F < \frac{16P_c}{\pi} = \frac{8 \cdot 2\pi}{\pi} < 30 < \frac{16 \cdot 2\pi}{\pi} = \frac{16\pi}{\pi} < 30 < \frac{32\pi}{\pi} \rightarrow OK$$

Estas restricciones no son rígidas, puesto que a medida que los dientes son fabricados con mayor precisión, los perfiles de los mismos se acercan más al perfil teórico.

Factor de tamaño K_s

El factor de tamaño K_s toma en consideración principalmente, cualquier falta de uniformidad de las propiedades del material del cual se fabrica el engrane. La AGMA no establece normas para este factor, se recomienda utilizar el valor de 1 salvo que se presenten situaciones particulares; como el caso de los dientes demasiado largos; donde debería tomarse valores mayores. Valores conservativos para K_s podrían establecerse en el rango,

$$1.25 \leq K_s \leq 1.5$$

Para asegurarme utilizare un valor conservativo de 1.4

Factor de aplicación de carga Ka

El factor de aplicación de carga Ka El factor de aplicación de carga Ka (Ca) se utiliza con el objeto de compensar la posible existencia de valores de carga real mayores que la carga transmitida Wt. En efecto, los momentos de flexión fluctuantes podrían originar variaciones de carga tangencial de magnitud mayor que la carga transmitida Wt. Y todo dependerá de cómo se realiza la transmisión entre la maquina conductora y la conducida.

Máquina conductora	Máquina conducida		
	Uniforme	Choque moderado	Choque pesado
-Uniforme: motor eléctrico, turbina, etc.	1.00	1.25	1.75 ó mayor
-Carga ligera: máquinas muticilíndricas	1.25	1.50	2.00 ó mayor
-Choque medio: máquinas de cilindro simple.	1.50	1.75	2.25 ó mayor

Al igual que con el factor anterior y no disponer de todos los datos de diseño, optaré por suponer un choque medio tanto en la maquina conductora como en la conducida por lo que el factor de aplicación de carga será **1.75**

Factor de espesor del “rim” Kb

El factor del “rim” Kb (Cb) considera los casos de engranes de grandiametro, hechos con un “rim” y rayos en lugar de un disco solido; donde dicho “rim” posee un espesor delgado en comparación con la altura de los dientes. La AGMA define una relación entre el espesor del “rim” y la altura de los dientes, es decir:

$$m_b = \frac{t_R}{h_t} = \frac{50}{4.5} = 11.11$$

Dónde:

mb: relación detrás del pie del diente

tR: espesor del “rim” desde el diámetro de dedendo a diámetro interior del “rim”

ht: altura total del diente (suma de adendo mas el dedendo).

Los valores obtenidos en la ecuación anterior se utilizan para determinar el factor **Kb** en la forma:

$$Kb = -2m_b + 3.4 \quad \text{para } 0.5 \leq m_b \leq 1.2$$

$$Kb = 1.0 \quad \text{para } m_b \geq 1.2$$

Como $m_b = 11.11 > 1.2$ utilizaremos un $Kb = 1$

Para la relación m_b no se recomienda valores menores de 0.5, y en el caso de engranes de discos sólidos, se toma $Kb=1$.

Esfuerzo de trabajo por flexión en los dientes

$$\sigma_f = \frac{W_t K_a K_m K_s K_b}{F \cdot m \cdot J \cdot K_v} = \frac{470.06 \cdot 1.75 \cdot 1.6 \cdot 1.4 \cdot 1}{30 \cdot 2 \cdot 0.38 \cdot 0.98} = \mathbf{82.46 \text{ MPa}}$$

Esfuerzo de trabajo por contacto

La ecuación fundamental de la AGMA para la determinación del esfuerzo por contacto en los dientes es:

$$\sigma_c = C_p \left(\frac{W_t C_a C_m}{F \cdot I \cdot D_p \cdot C_v} C_s C_f \right)^{1/2}$$

Dónde:

σ_c : esfuerzo por contacto superficial.

C_p : coeficiente elástico

I : factor geométrico

C_a , C_m , C_v y C_s : son iguales a los valores K_a , K_m , K_v y K_s respectivamente, y se determinan de la misma forma.

C_f : factor de condición de superficie.

Coeficiente C_p

El coeficiente C_p toma en consideración las diferencias de los materiales del piñón y la rueda. Por ejemplo:

TABLA 11-18 Coeficiente elástico AGMA C_p en unidades de $[\text{psi}]^{0.5}$ ($[\text{MPa}]^{0.5}$)*

Material del piñón	E_p psi (MPa)	Material del engrane					
		Acero	Hierro maleable	Hierro nodular	Hierro fundido	Bronce al aluminio	Bronce al estaño
Acero	30E6 (2E5)	2 300 (191)	2 180 (181)	2 160 (179)	2 100 (174)	1 950 (162)	1 900 (158)
Hierro maleable	25E6 (1.7E5)	2 180 (181)	2 090 (174)	2 070 (172)	2 020 (168)	1 900 (158)	1 850 (154)
Hierro nodular	24E6 (1.7E5)	2 160 (179)	2 070 (172)	2 050 (170)	2 000 (166)	1 880 (156)	1 830 (152)
Hierro fundido	22E6 (1.5E5)	2 100 (174)	2 020 (168)	2 000 (166)	1 960 (163)	1 850 (154)	1 800 (149)
Bronce al aluminio	17.5E6 (1.2E5)	1 950 (162)	1 900 (158)	1 880 (156)	1 850 (154)	1 750 (145)	1 700 (141)
Bronce al estaño	16E6 (1.1E5)	1 900 (158)	1 850 (154)	1 830 (152)	1 800 (149)	1 700 (141)	1 650 (137)

* Los valores de E_p de esta tabla son aproximados, y se aplicó $\nu = 0.3$ como aproximación de la razón de Poisson para todos los materiales. De haber disponibles cifras más precisas para E_p y para ν , deberán aplicarse en la ecuación 11.23 para obtener C_p .

Si se dispone de toda la información concerniente a los materiales utilizados para piñón y rueda, el coeficiente C_p se determina en forma exacta de la expresión:

$$C_p = \left[\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \nu_p^2}{E_p} + \frac{1 - \nu_r^2}{E_r} \right)} \right]$$

Dónde:

ν_p , ν_r : relaciones de poisson de los materiales de piñón y rueda, respectivamente.

E_p , E_r : módulos de elasticidad de los materiales de piñón y rueda, respectivamente.

Tanto la rueda dentada como la cremallera están diseñadas en acero por lo que el $C_p=191\text{MPa}$

Factor geométrico I

El factor geométrico I, también denominado factor geométrico de resistencia a la picadura por la AGMA, toma en cuenta el radio de curvatura de los dientes de los engranes y el ángulo de presión. La AGMA define para el referido factor la expresión:

$$I = \frac{\cos(\varphi)}{D_p \left(\frac{1}{\rho_p} \pm \frac{1}{\rho_r} \right)}$$

Dónde:

ρ_p , ρ_r : radios de curvatura de los dientes del piñón y la rueda, respectivamente.

Los signos (+) para engranes externos y el signo (−) para engranes internos

Las ecuaciones para la determinación de los radios de curvatura de los dientes del piñón y rueda se obtienen de:

$$\rho_p = \left[\left(\frac{Dp}{2} + \frac{1}{Pd} \right)^2 - \left(\frac{Dp \cdot \cos(\varphi)}{2} + \right)^2 \right]^{1/2} - \frac{\pi \cos(\varphi)}{Pd}$$

$$\rho_r = C \cdot \text{sen}(\varphi) \pm \rho_p$$

Dónde:

C: distancia entre centros de rotación del piñón y la rueda.

$$\rho_p = \left[\left(\frac{48}{2} + \frac{1}{2} \right)^2 - \left(\frac{48 \cdot \cos(20)}{2} + \right)^2 \right]^{1/2} - \frac{\pi \cos(20)}{2} = (600.25 - 508.62)^{0.5} - 1.47$$

$$= \mathbf{8.10}$$

$$\rho_r = C \cdot \text{sen}(\varphi) \pm \rho_p = 26 \cdot \text{sen}(20) + 8.10 = \mathbf{16.99}$$

Por lo que:

$$I = \frac{\cos(\varphi)}{D_p \left(\frac{1}{\rho_p} \pm \frac{1}{\rho_r} \right)} = I = \frac{\cos(20)}{48 \left(\frac{1}{8.10} + \frac{1}{16.99} \right)} = \mathbf{0.1073}$$

Factor de determinado superficial

Se aplica para tomar en consideración acabados superficiales anormalmente ásperos en los dientes den engrane.

AGMA todavía no ha establecido normas para factores de acabado superficial y recomienda que **Cf** se defina igual a **1** para aquellos engranes que se fabrican mediante métodos convencionales.

Esfuerzo de trabajo por contacto en los dientes

$$\sigma_c = C_p \left(\frac{W_t C_a C_m}{F \cdot I \cdot D_p \cdot C_v} C_s C_f \right)^{1/2}$$

$$= 191 \left(\frac{470.06 \cdot 1.75 \cdot 1.6}{30 \cdot 0.1073 \cdot 48 \cdot 0.98} \cdot 1.4 \cdot 1 \right)^{0.5} = \mathbf{666.28 MPa}$$

ESFUERZOS ADMISIBLES PARA LOS DIENTES DE ENGRANES DE DIENTES RECTOS A LA FLEXIÓN Y A LA DURABILIDAD SUPERFICIAL

Los esfuerzos de trabajo que se originan en los dientes de los engranes rectos, debidos a esfuerzos repetitivos de flexión y de contacto superficial, deberán ser comparados con esfuerzos admisibles que pueden resistir los materiales con los cuales se fabrican los engranes, para verificar si son capaces de resistir aquellos. Obviamente, que en un proceso general de diseño de estos elementos mecánicos, el objetivo principal que se busca es que los mismos, no fallen ni por ruptura de los dientes (debido a esfuerzos de flexión) ni por picadura (debido a esfuerzos por contacto superficial).

Para el caso de los esfuerzos de flexión, el esfuerzo admisible se obtiene de:

$$(\sigma_F)_{adms} = \frac{K_L}{K_T K_R} S_T$$

Dónde:

$(\sigma_F)_{adms}$: Esfuerzo de flexión admisible

K_L : factor de duración o vida

K_T : factor de temperatura

K_R : factor de confiabilidad

S_T : número de esfuerzos admisibles de la AGMA

Factor de duración o vida K_L .

El factor de duración o vida K_L se determina por medio de la gráfica.

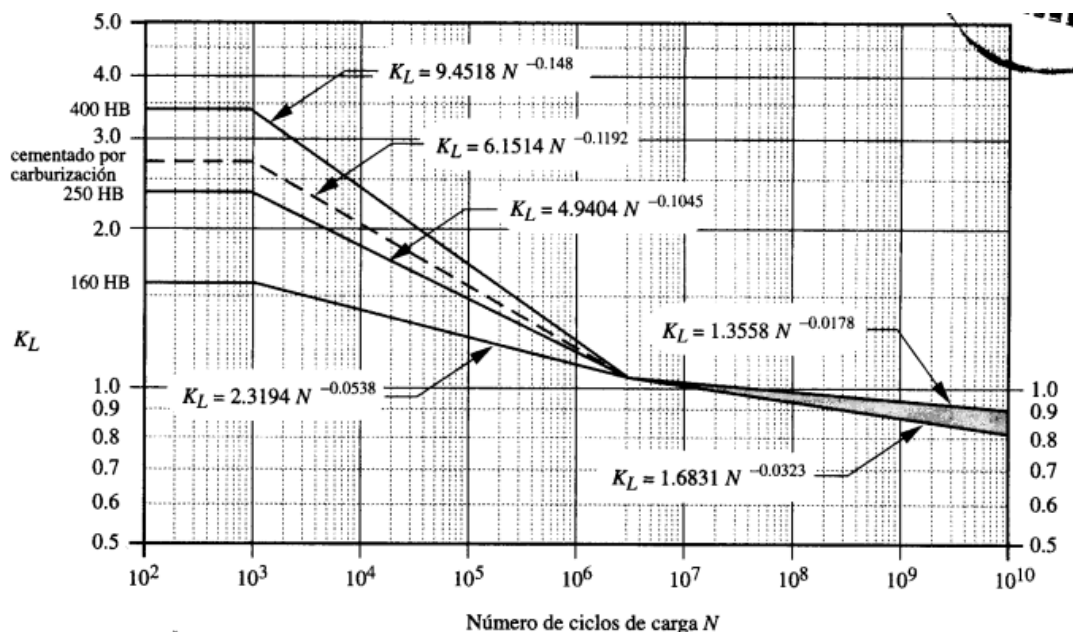


FIGURA 11-24*

Factor de vida de resistencia a flexión K_L de AGMA

Suponiendo que se ha diseñado el sistema de dirección para que tenga una vida infinita, es decir 10^9 ciclos, según la gráfica anterior, K_L es igual a **0.85**

Factor K_t de temperatura

El factor K_t depende de la temperatura de trabajo del engrane, este valor puede asumirse como 1 para temperaturas menores a 120°C . Para temperaturas mayores y solamente para aceros, el factor se calcula a través de:

$$K_T = \frac{460 + T_a}{620}$$

Dónde:

T_a : temperatura del aceite lubricante.

Como el sistema de dirección trabajaría en rangos de temperatura menos a 120°C el factor de temperatura K_T será igual a **1**

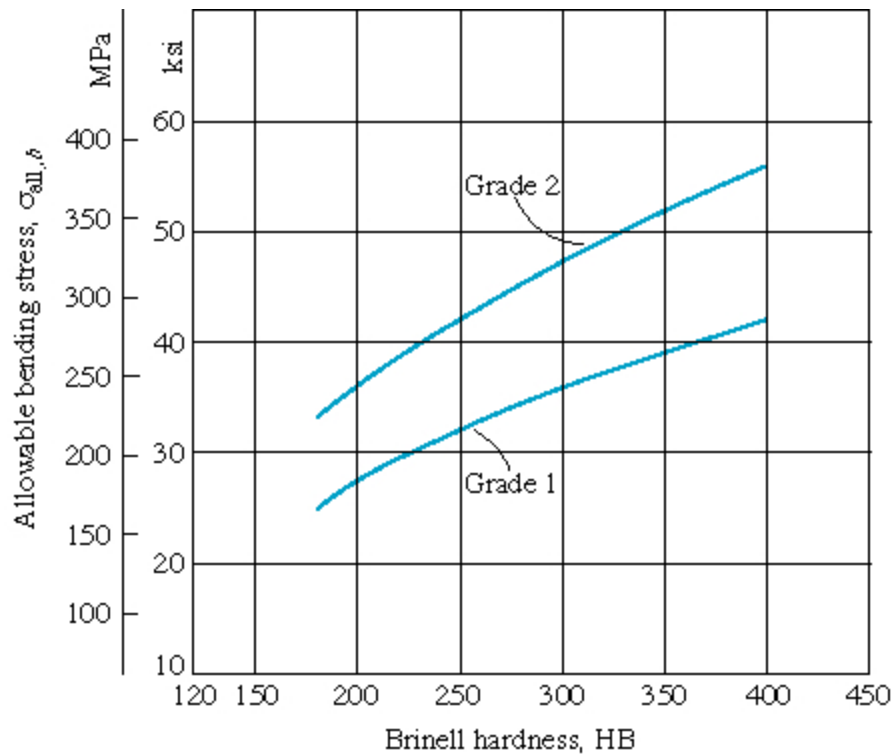
Factor de confiabilidad K_R

El factor de confiabilidad K_R es un indicativo de la probabilidad de fallo del engrane.

Confiabilidad (%)	K_r
90%	0.85
99%	1.00
99.9%	1.25
99.99%	1.50

Para un factor de confiabilidad del 99% que es lo que he considerado oportuno para el diseño el factor K_R es igual a 1. No me ha parecido oportuno tomar un mayor grado de confiabilidad ya que menos de 1% de confiabilidad suponía entre un 25 y 50% de aumento del K_R , por lo que un despreciable aumento del valor de confiabilidad iba a determinar de manera importante nuestro valor admisible de flexión, reduciéndose al final en un aumento de costes en materiales.

S_t , número de esfuerzos admisibles.



Efecto de la dureza Brinell sobre el esfuerzo flexionante permisible (S_t)

El material utilizado tanto para la rueda dentada como para la cremallera es un acero SAE 1080 cuya dureza Brinell es de 293. Por lo que según la gráfica, S_t es igual a **275 MPa**

Esfuerzo de flexión admisible

$$(\sigma_F)_{adms} = \frac{K_L}{K_T K_R} S_T = \frac{0.85}{1 \cdot 1} \cdot 275 = 233.75 \text{ MPa}$$

Los esfuerzos admisibles a la durabilidad superficial se determina de:

$$(\sigma_C)_{adms} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_C$$

Dónde:

(σ_C)_{adm}: esfuerzo admisible a la durabilidad superficial

C_L : factor de duración

C_H : factor de relación de durezas

C_T : factor de temperatura

C_R : factor de confiabilidad

S_C : números de esfuerzos permisibles a la durabilidad superficial

CL, factor de duración

El factor CL posee el mismo propósito que el factor KL, aunque se obtiene de la siguiente figura.

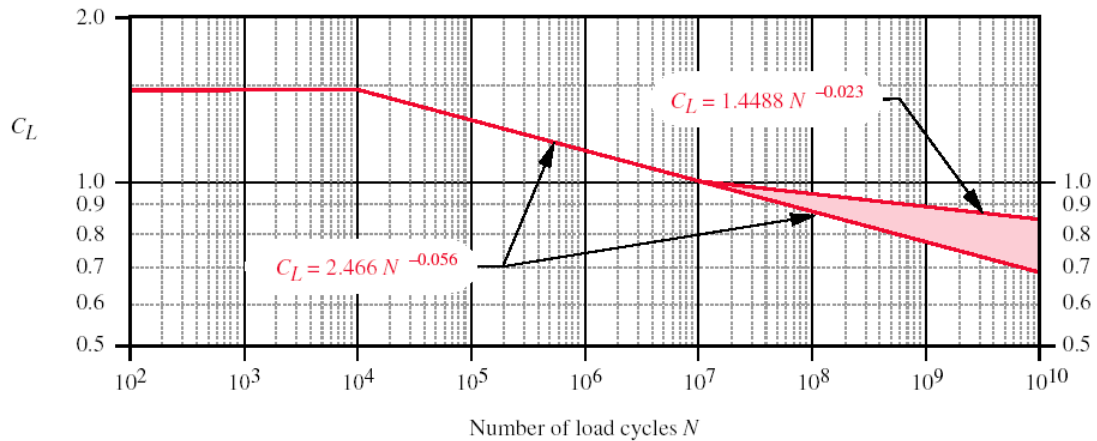


FIGURE 11-26*

AGMA Surface-Fatigue Strength Life Factor C_L

Suponiendo que se ha diseñado el sistema de dirección para que tenga una vida infinita, es decir 10^9 ciclos, según la gráfica anterior, K_L es igual a **0.85**

CT, factor de temperatura y CR, factor de confiabilidad

Los factores CT y CR son idénticos, respectivamente a los factores KT y KR utilizados para esfuerzos admisibles a la flexión, y se determina de la misma forma descrita para los últimos.

CH, factor de relación de durezas

El factor CH, puede decirse que es en función de la dureza de los materiales con los cuales se fabrican el piñón y la rueda, y su valor debe ser siempre mayor que 1, con objeto de incrementar el valor de los números de esfuerzos admisibles de los materiales usados para la construcción de los engranes. Además, el factor CH solo se aplica para determinar el esfuerzo admisible a la durabilidad superficial de la rueda, y no tiene efecto sobre el piñón, con el objeto de ajustar los números de esfuerzos admisibles a la durabilidad superficial

Las fórmulas para el cálculo de CH son dadas por la AGMA, dichas formulas son:

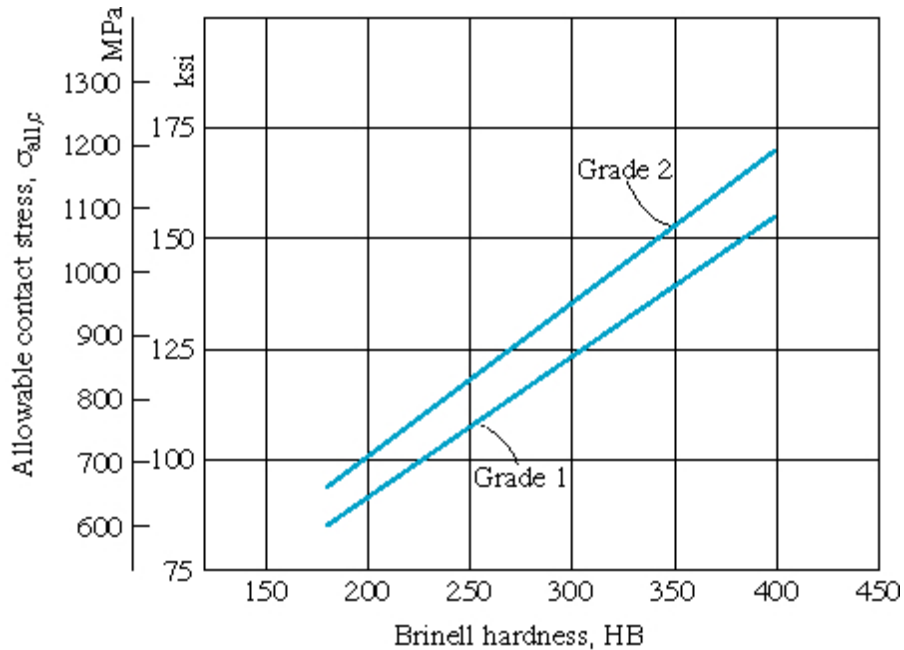
$$C_H = 1 + A(m_t - 1)$$

El valor de A se obtiene de:

$$\text{Si } \frac{(BHN)_p}{(BHN)_r} < 1.2 \text{ entonces } A = 0$$

Como $(BHN)_p = (BHN)_r$, A igual 0 y C_H es igual a 1

Sc, números de esfuerzos permisibles a la durabilidad superficial



Efecto de la dureza Brinell sobre el esfuerzo de contacto permisible (S_c)

El material utilizado tanto para la rueda dentada como para la cremallera es un acero SAE 1080 cuya dureza Brinell es de 293. Por lo que según la gráfica, S_c es igual a **900 MPa**

Esfuerzo a contacto admisible

$$(\sigma_c)_{adms} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_C = \frac{0.85 \cdot 1}{1 \cdot 1} \cdot 900 = 765 \text{ MPa}$$

SEGURIDAD CONTRA FALLO POR FLEXIÓN EN LOS DIENTES

En los engranes de dientes rectos, se tendrá seguridad contra fallo por ruptura de los dientes debido a esfuerzos repetitivos de flexión, si se cumple que,

$$\sigma_f \leq (\sigma_f)_{adm}$$

$$82.46 \text{ MPa} \leq 233.75 \text{ MPa}$$

El diseño cumple con la norma AGMA a flexión

SEGURIDAD CONTRA FALLO POR PICADURA

Con el objeto de asegurar que un sistema de transmisión a través de engranes de dientes rectos posea seguridad contra fallo por picadura, debido a esfuerzos por contacto superficial tipo Hertziano, debe cumplirse que:

$$\sigma_c \leq (\sigma_c)_{adm}$$

$$666.28 \text{ MPa} \leq 765 \text{ MPa}$$

El diseño cumple con la norma AGMA a contacto

1.3. VARILLAJE DE DIRECCIÓN

1.3.1. Situación de frenado

Vamos a recrear una situación de frenado en el fórmula SAE. Datos de partida:

- Masa: 330 kg
- Aceleración: $1.2 \cdot G$
- Distancia del centro de masa al asfalto: 0.5m.
- Distancia entre ejes: 1.6 m.

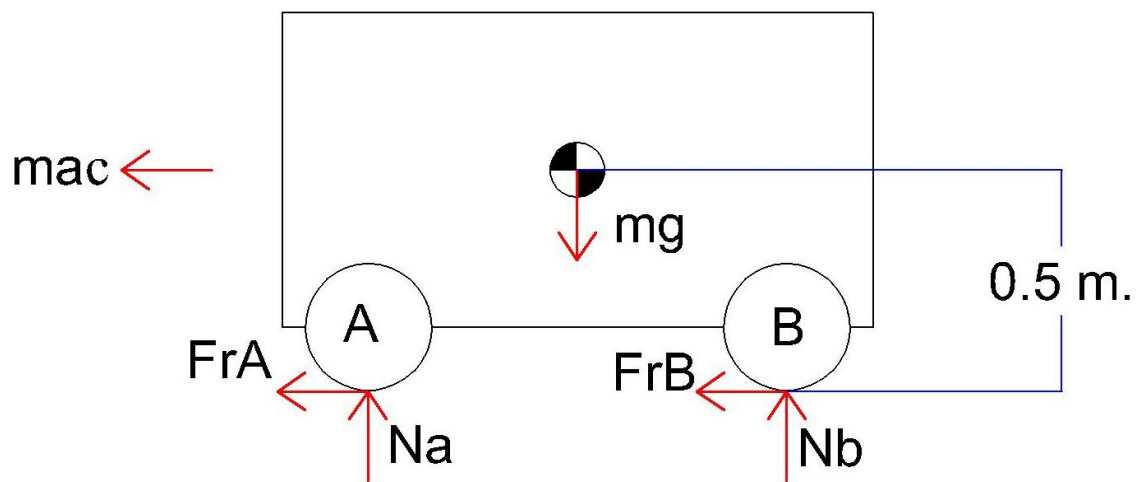


Figura 21

Sumatorio de fuerzas:

$$\sum F_x = 0$$

$$m \cdot a_c = -F_{RA} - F_{RB}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$mg = N_A + N_B$$

Sumatorio de momentos:

$$\sum M_{CM} = 0$$

$$(F_{RA} \cdot 0.5) + (F_{RB} \cdot 0.5) + (N_A \cdot 0.8) = N_B \cdot 0.8$$

$$(F_{RA} + F_{RB}) \cdot 0.5 = (N_B - N_A) \cdot 0.8$$

$$(N_B - N_A) = 2425.5 \text{ N.}$$

$$mg = N_A + N_B = 3237.3 \text{ N.}$$

Por lo que:

$$N_A = 405.9 \text{ N.}$$

$$N_B = 2831.4 \text{ N.}$$

Reparto de la fuerza de frenado:

Nos encontramos con dos opciones, que la fuerza de frenado sea proporcional a la normal o bien, que la fuerza de frenado sea la misma en ambos ejes. Para ello vamos a estudiar los dos casos y comprobar que opción es la más desfavorable para el sistema de varillaje, es decir, la opción que se ve sometida a una tensión más alta.

Fuerza de rozamiento proporcional a la normal

Que la fuerza de frenado proporcional a la normal quiere decir que:

$$\frac{F_{RA}}{N_A} = \frac{F_{RB}}{N_B} = \text{constante a esta constante le llamaremos } K$$

$$\begin{aligned}\frac{F_{RA}}{N_A} &= K \\ F_{RA} &= N_A \cdot K \\ F_{RB} &= N_B \cdot K\end{aligned}$$

$$m \cdot a_c = -F_{RA} - F_{RB}$$

$$m \cdot a_c = -N_A \cdot K - N_B \cdot K = -K(mg)$$

$$-K = \frac{a_c}{g} \rightarrow -K = \frac{-11.76}{9.81} \quad K = 1.20$$

Por lo que:

$$F_{RA} = N_A \cdot K = 487.08 \text{ N}$$

$$F_{RB} = N_B \cdot K = 3397.68 \text{ N}$$

Reparto de frenada neutro.

Misma fuerza de frenado en los dos ejes:

$$F_{RA} = F_{RB}$$

$$m \cdot a_c = F_{RA} \cdot 2 = 3880.8 \text{ N}$$

$$F_{RA} = F_{RB} = 1940 \text{ N}$$

Comparando la fuerza de rozamiento resultante en ambos supuestos vemos como en el primer caso, cuando la fuerza de frenada es proporcional a la normal la fuerza máxima de rozamiento es 3397.68 N en el eje. Este es el valor que vamos a tomar a la hora de diseñar el varillaje.

3397.68 N es la fuerza de rozamiento en el eje, en la rueda será la mitad, 1698.84 N.

Fuerza de Rozamiento longitudinal en cada rueda = 1698.84N.

Fuerza de rozamiento transversal en cada rueda:

$$1698.84 \cdot 20\% = 339.77 \text{ N.}$$

1.3.2. Bieleta 1

A partir de ahora llamaremos bieleta 1, a la bieleta que se encuentra en contacto con la mangueta de la rueda, por lo que la bieleta en contacto con la cremallera será llamada bieleta número 2.

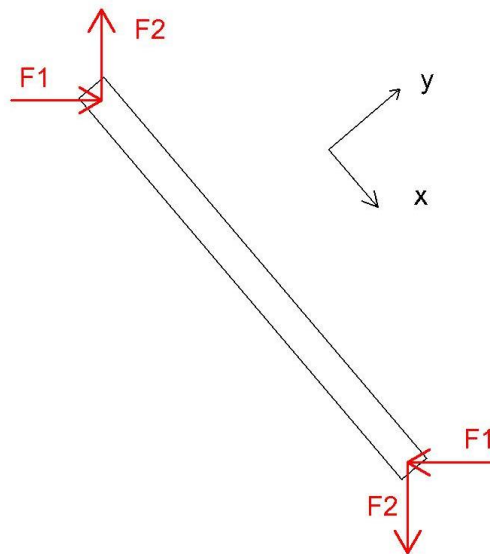


Figura 21

$$F_{1x} = F_1 \cdot \sin(28) = 339 \text{ N} \cdot \sin(28) = 159 \text{ N}$$

$$F_{1y} = F_1 \cdot \cos(28) = 339 \text{ N} \cdot \cos(28) = 299.31 \text{ N}$$

$$F_{2x} = F_2 \cdot \cos(28) = 1698 \text{ N} \cdot \cos(28) = -1499.25 \text{ N}$$

$$F_{2y} = F_2 \cdot \sin(28) = 1698 \text{ N} \cdot \sin(28) = 797.16 \text{ N}$$

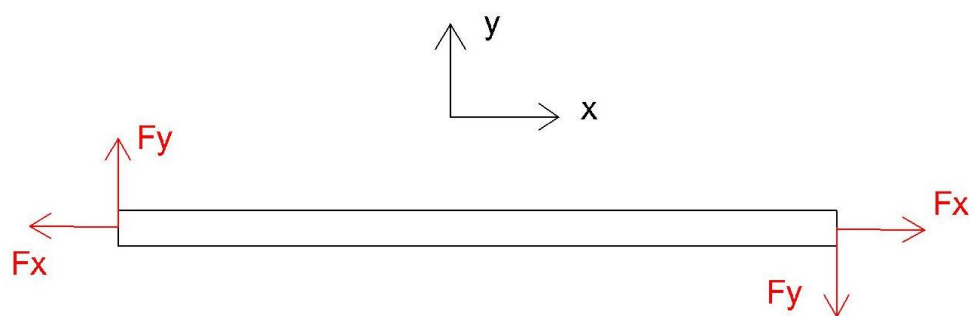


Figura 22

$$F_x = F_{1x} + F_{2x} = 159 - 1499.31 = 1340.25 \text{ N}$$

$$F_y = F_{1y} + F_{2y} = 299.31 + 797.16 = 1096.47 \text{ N}$$

1.3.3. Bieleta 2

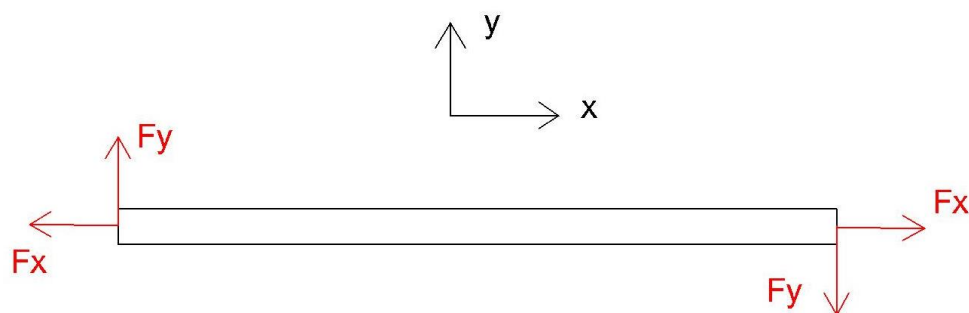


Figura 23

$$F_x = F_1 = 339 \text{ N}$$

$$F_y = F_2 = 1698 \text{ N}$$

1.4. SOLUCIÓN FINAL

1.4.1 Conclusiones

Para finalizar, se hará un resumen de todos los cálculos realizados para el diseño de todos los mecanismos que componen el sistema de dirección de un fórmula SAE. Compararemos la tensión máxima a la que se va haber sometida el material con su límite de fluencia, recordemos que la tensión máxima siempre debe ser menor que el límite elástico o de fluencia para considerar un diseño como seguro.

Columna de dirección

Criterio del esfuerzo cortante máximo, tresca:

El momento torsor máximo que realizara el piloto asciende a 11.27 Nm y como según el criterio de Tresca la columna de dirección podría soportar hasta 38.83Nm, el diseño es viable.

Teoria de Von Mises

Como recordaremos, la columna de dirección esta diseñada en su parte central de Aluminio, la función de este material es aguantar las tensiones debidas a la conducción del vehículo, pero romper en caso de colisión, es decir, el limite a fluencia del aluminio tiene que ser mayor que la tensión de Von Mises debida a la conducción del vehículo pero menos que la tensión de Von Mises debida a la colisión:

$$\sigma_{eq}(normal) \leq \text{limite a fluencia Aluminio 1200} - 0 \leq \sigma_{eq}(colisión)$$

$$23.93MPa \leq 34 MPa \leq 39.27MPa$$

Cálculo a fatiga

Para comprobar si nuestro diseño cumple con la fórmula de resistencia a fatiga se ha de calcular primero tensiones máximas, mínimas, alternas y medias, y que se cumplan las fórmulas de concentración de tensiones

$$\frac{\tau_m}{s_{us/cs_1}} + \frac{\tau_a}{s_{es/cs_1}} \leq 1 \quad \frac{6.84}{500.31/5} + \frac{6.84}{49.72/5} = 0.068 + 0.687 = \mathbf{0.755 \leq 1 OK}$$

$$\tau_m + \tau_a \leq \frac{S_{ys}}{cs_2} \quad 6.84 + 6.84 \leq \frac{243.40}{5} \quad \mathbf{13.68 \leq 48.68 \quad OK}$$

Análisis por elementos finitos

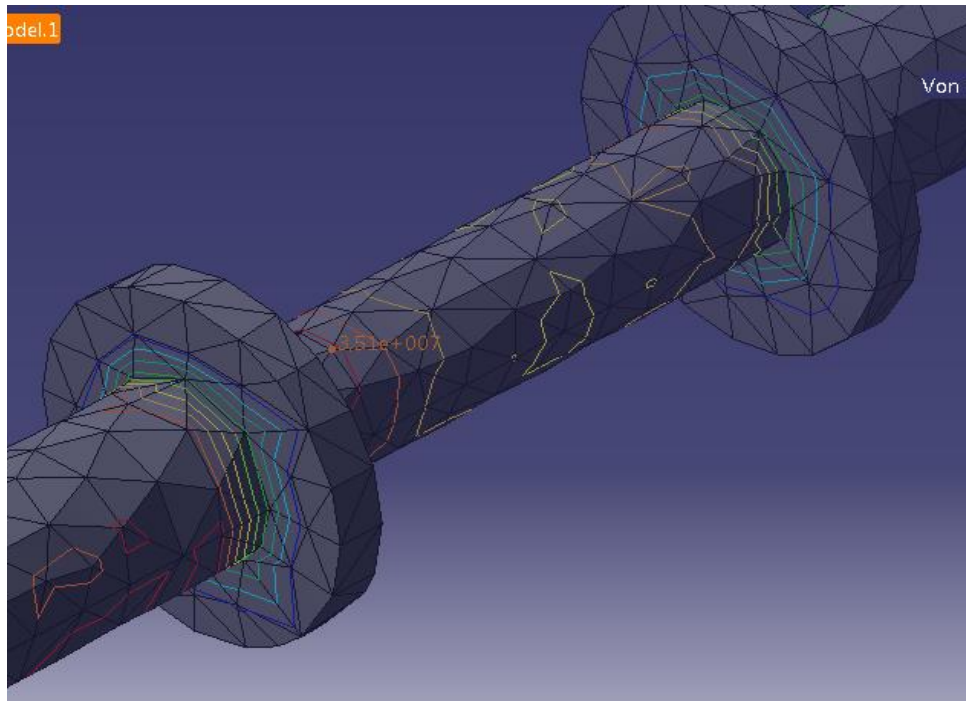


Figura 24

Se puede comprobar como en caso de colisión se alcanzan tensiones de 35.1 Mpa en la zona superiores, ligeramente superiores al límite elástico del material con el que está construido esta pieza (34 MPa)

No podemos asegurar con rotundidad que en la colisión supuesta en este proyecto la columna vaya a romper por la pieza de aluminio ya que la diferencia entre la tensión que tiene que soportar la pieza es ligeramente superior a su límite elástico. Pero si podemos suponer que en caso de que la colisión se produzca a más velocidad de la estipulada en este proyecto la pieza central de aluminio puede verse sometidas a mayor tensión y producirse su rotura.

Engranaje

Flexión en los dientes

En los engranes de dientes rectos, se tendrá seguridad contra fallo por ruptura de los dientes debido a esfuerzos repetitivos de flexión, si se cumple que,

$$\sigma_f \leq (\sigma_f)_{adm}$$

$$82.46 \text{ MPa} \leq 233.75 \text{ MPa}$$

El diseño cumple con la norma AGMA a flexión

Fallo por picadura

Con el objeto de asegurar que un sistema de transmisión a través de engranes de dientes rectos posea seguridad contra fallo por picadura, debido a esfuerzos por contacto superficial tipo Hertziano, debe cumplirse que:

$$\sigma_c \leq (\sigma_c)_{adm}$$

$$666.28 MPa \leq 765 MPa$$

El diseño cumple con la norma AGMA a contacto

Varillaje de dirección

Para calcular las tensiones a las que se va haber sometido el varillaje se ha partido de las fuerzas de rozamiento a las que está sometida la rueda en una situación límite como puede ser el caso de una frenada pronunciada, de ahí se ha trasladado dichas fuerzas hasta el varillaje.

Análisis por elementos finitos

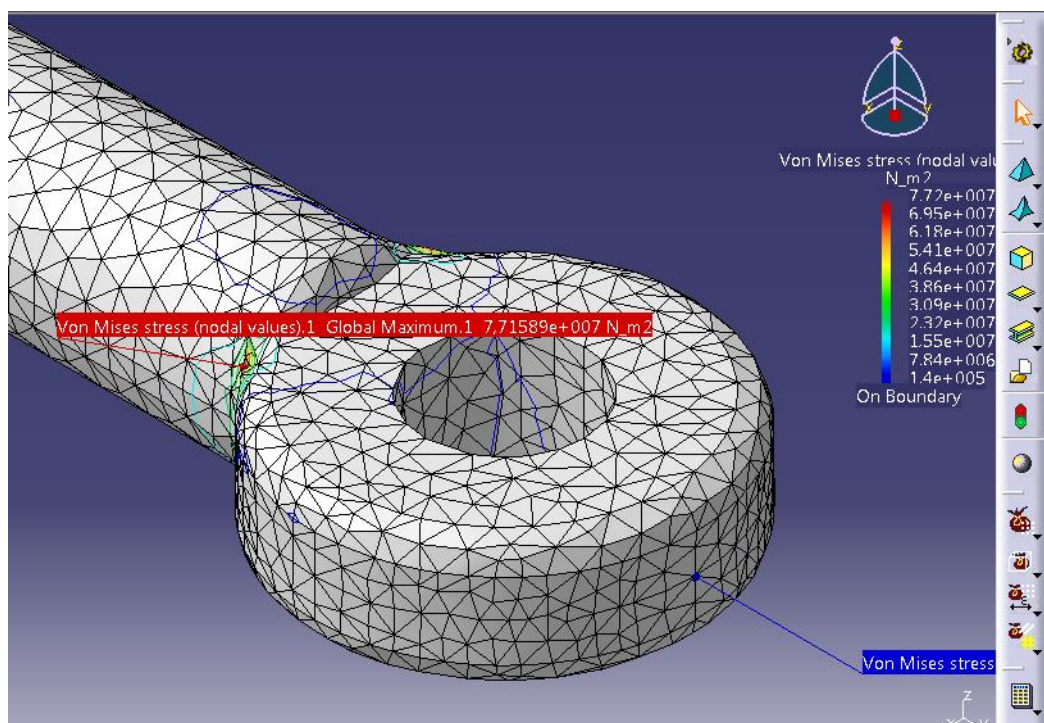


Figura 25

Como hemos podido comprobar con anterioridad la máxima tensión a la que serían sometidas las bieletas es de 77.2 Mpa por lo que el material del que estarían diseñadas tendría que tener un límite a fluencia mayor que dicha cifra.

Se ha decidido utilizar el mismo material que para el diseño de la columna de dirección, acero SAE 1015, cuyo límite de elasticidad es de 421 MPa, por lo que cumpliría de sobra con los 77.2 MPa a los que se van a haber sometidas las bieletas

$$\sigma_{Von\ Mises} < \sigma_{limite\ a\ fluencia}$$

$$77.2\ MPa < 421\ MPa$$

Junta cardan

A la hora de seleccionar la junta cardan apropiada para nuestro diseño se han seguido las directrices que marca la empresa Tecnopower en su catálogo. Una vez diseñada se le ha sometido a un análisis por elementos finitos para comprobar que partes de la junta están sometidas a mayor tensión.

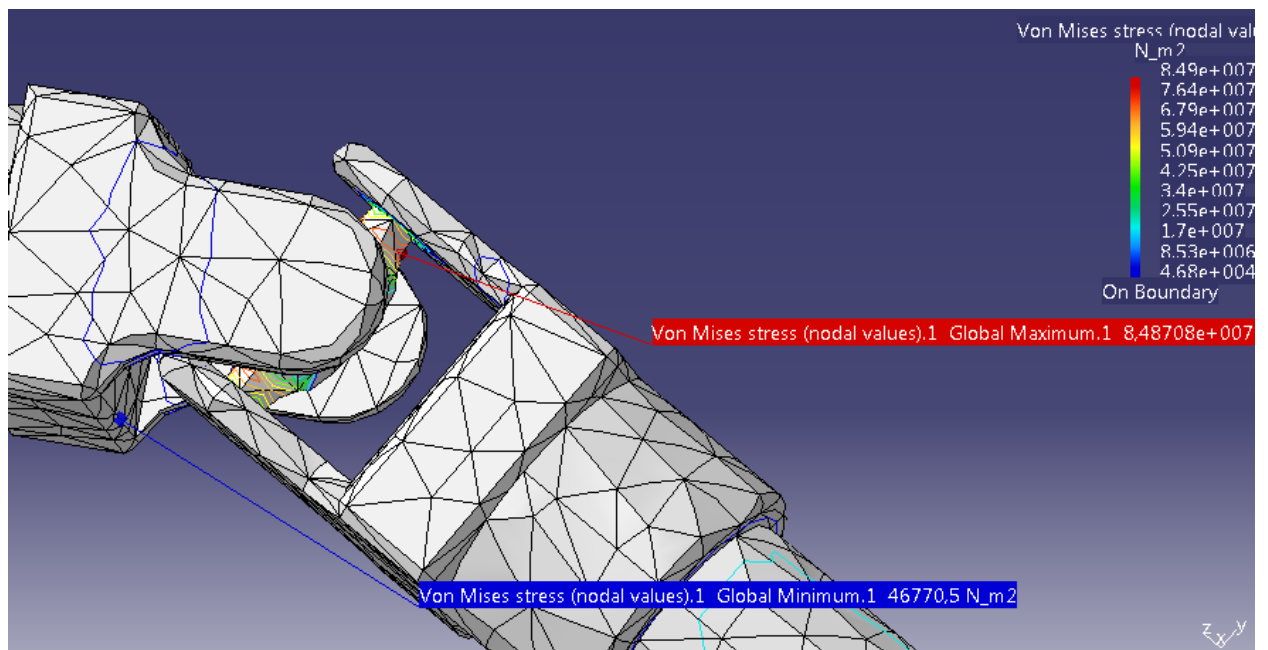


Figura 120

El máximo valor de tensión de Von Mises se encuentra en los extremos de la cruceta y asciende 84.87 MPa por el contrario la zona con menor tensión de Von Mises se encuentra en la horquilla y su valor es de 0.04677 MPa

JAVIER BERAMENDI CABODEVILLA

PAMPLONA, 14 DE NOVIEMBRE DEL 2013



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

**DISEÑO DE UN SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA UN
FÓRMULA S.A.E.**

PLANOS

Javier Beramendi Cabodevilla

Vanesa Estremera Carrera

Pamplona, 11 de Noviembre 2013

ÍNDICE

PLANO N° 1. CONJUNTO VISTA ISOMÉTRICO

PLANO N° 2. CONJUNTO VISTA 1.

PLANO N° 3. CONJUNTO VISTA 2

PLANO N° 4. CONJUNTO VISTA 3

PLANO N° 5. QUICK RELEASE

PLANO N° 6. COLUMNA DE DIRECCIÓN

PLANO N° 7. PARTE SUPERIOR DE LA COLUMNA DE
DIRECCIÓN

PLANO N° 8. PARTE ALUMINIO DE LA COLUMNA DE
DIRECCIÓN

PLANO N° 9. PARTE INFERIOR DE LA COLUMNA DE
DIRECCIÓN

PLANO N° 10. JUNTA CARDAN

PLANO N° 11. JUNTA CARDAN. CRUCETA.

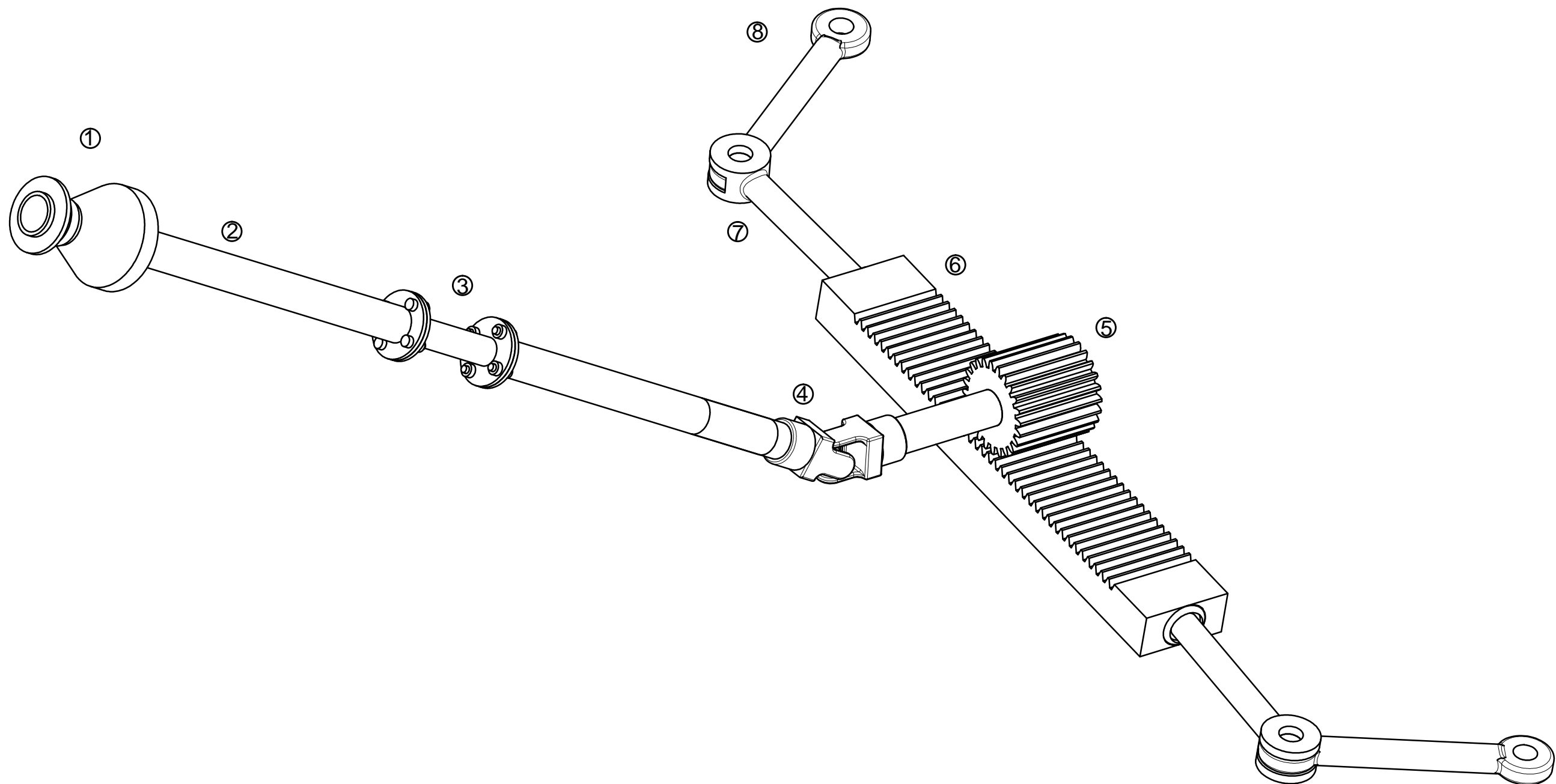
PLANO N° 12. JUNTA CARDAN. HORQUILLA.

PLANO N° 13. CREMALLERA

PLANO N° 14. ENGRANAJE

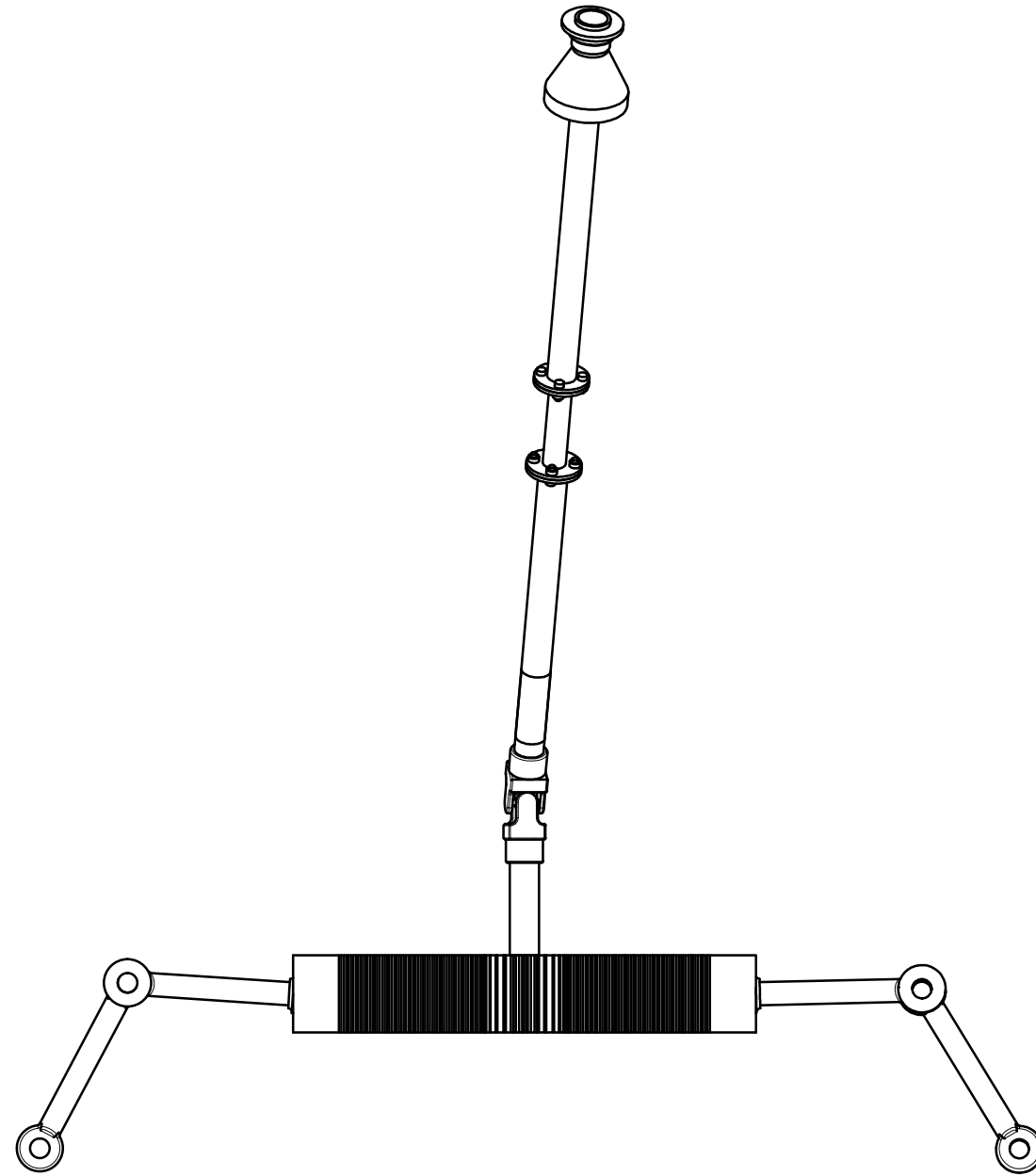
PLANO N° 15. BIELETA 1

PLANO N° 16. BIELETA 2

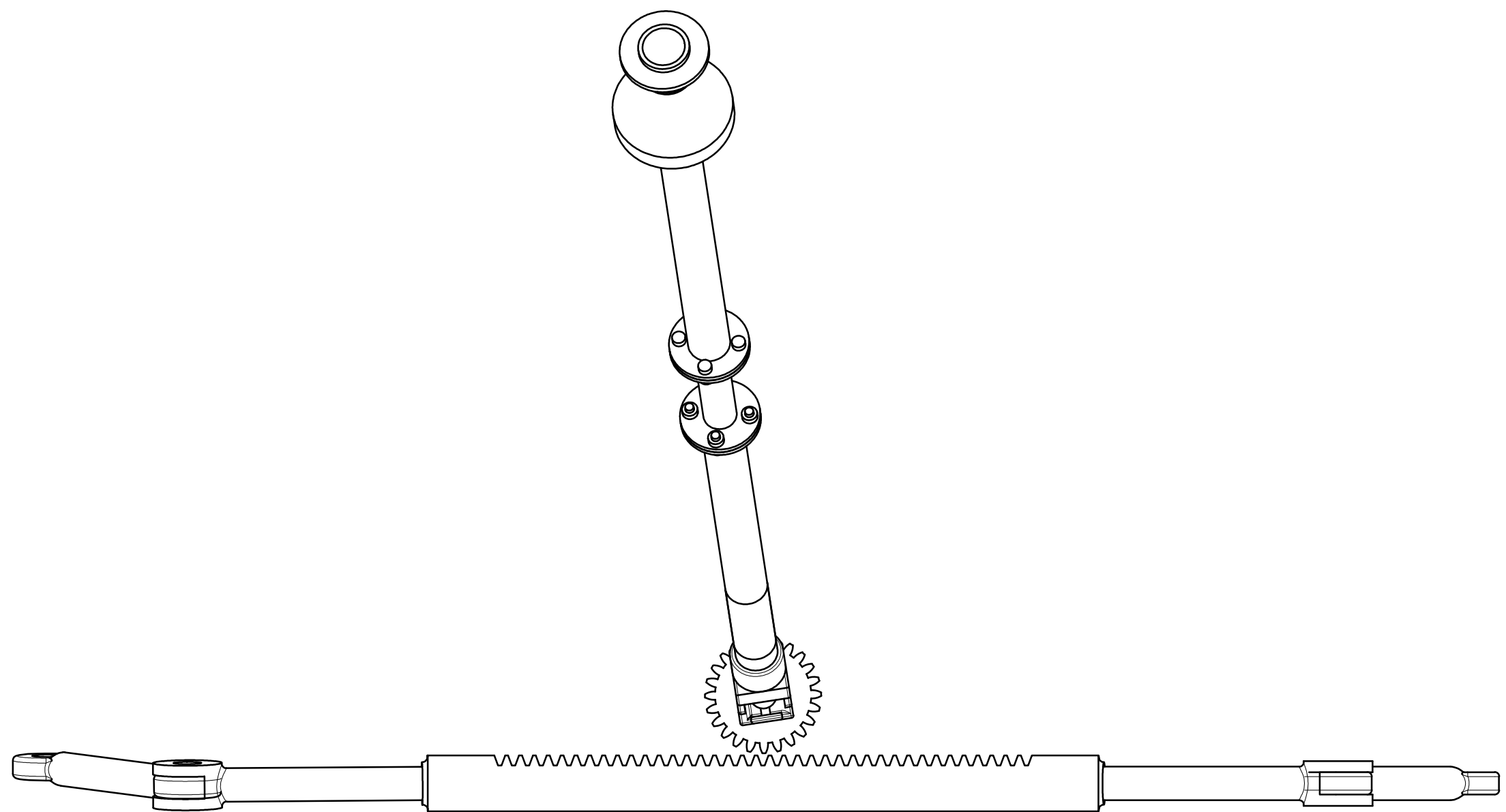


1	QUICK RELEASE
2	COLUMNA DE DIRECCIÓN
3	COLUMNA DE DIRECCIÓN. ALUMINIO
4	JUNTA CARDAN
5	ENGRANAJE
6	CREMALLERA
7	BIELETA Nº1
8	BIELETA Nº2

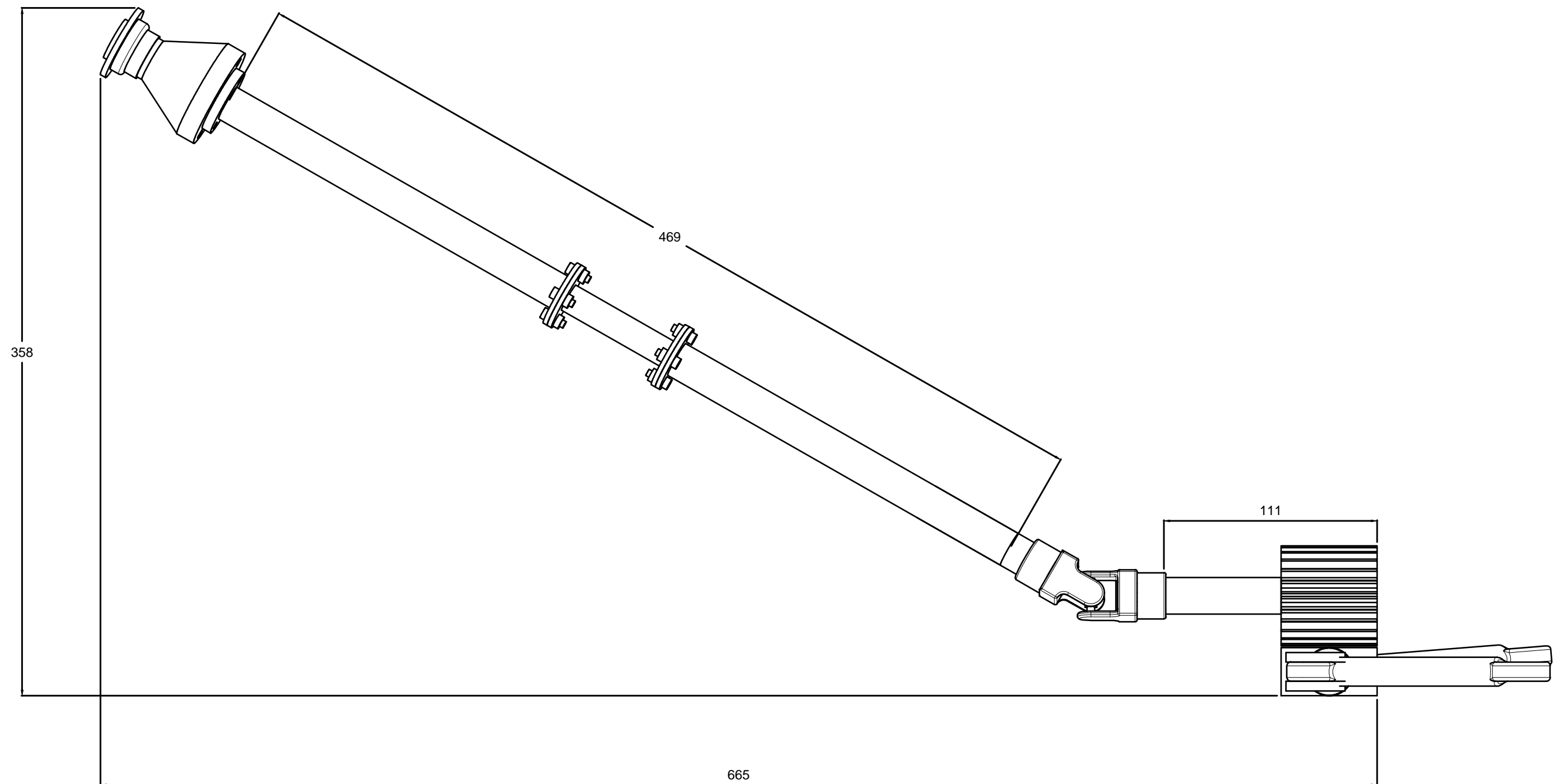
 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T.	DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES		
	INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.	REALIZADO: BERAMENDI, JAVIER		
PROYECTO: DISEÑO DE UN SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA UN FÓRMULA SAE		FIRMA:		
PLANO: CONJUNTO VISTA ISOMÉTRICO		FECHA: 14/11/2013	ESCALA: 1/2	Nº PLANO: 1



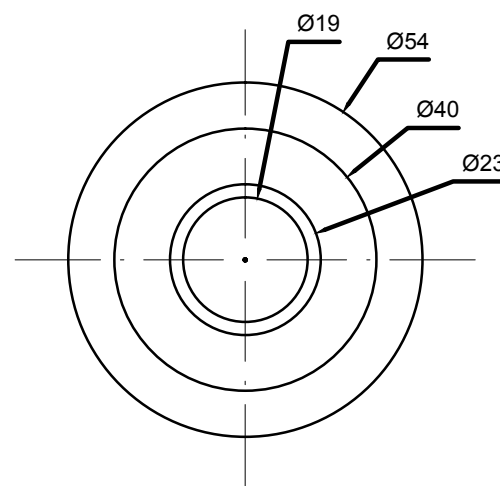
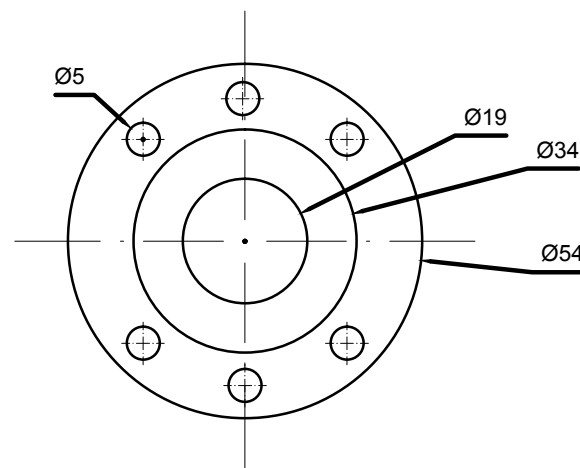
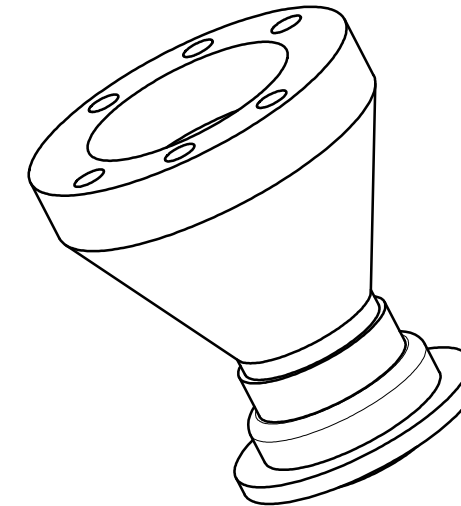
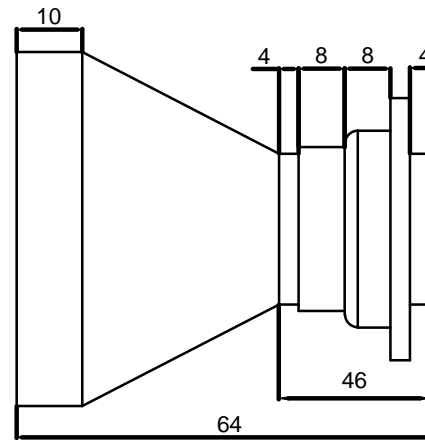
 <div>Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa</div>	E.T.S.I.I.T.		DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES		
	INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.				
PROYECTO: DISEÑO DE UN SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA UN FÓRMULA SAE			REALIZADO: BERAMENDI, JAVIER		
			FIRMA:		
PLANO: CONJUNTO VISTA Nº1			FECHA: 14/11/2013	ESCALA: 1/4	Nº PLANO: 2



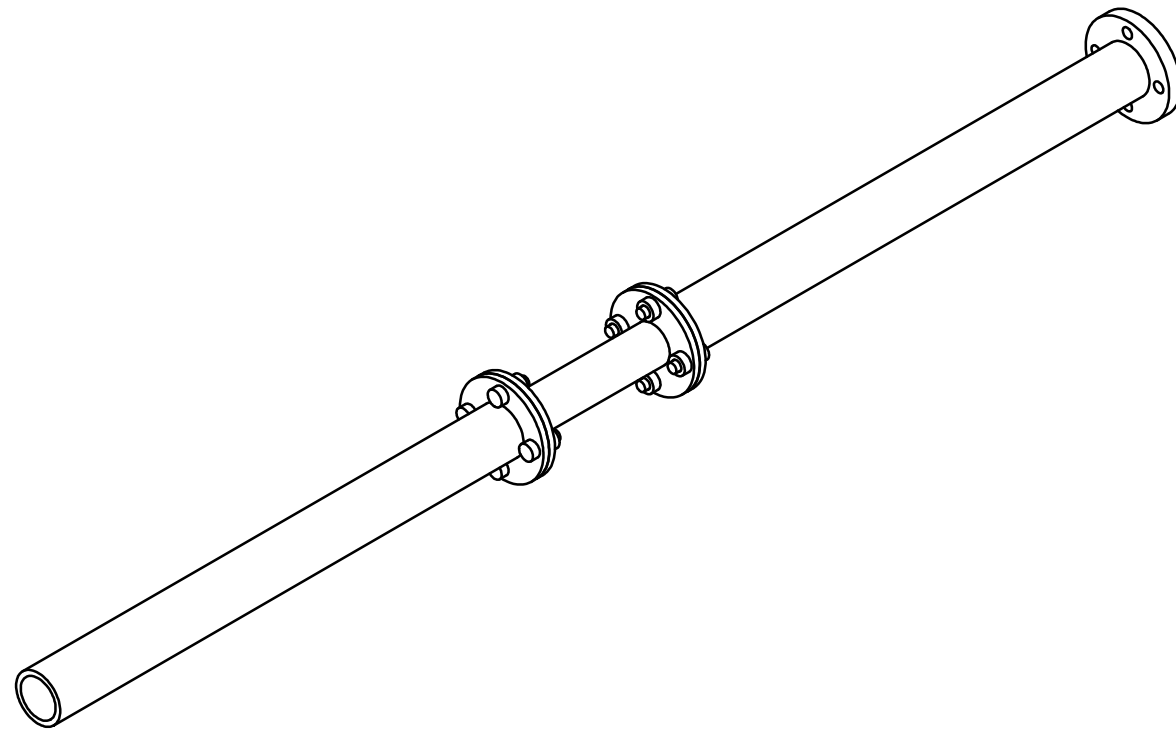
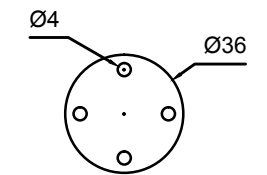
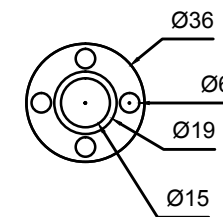
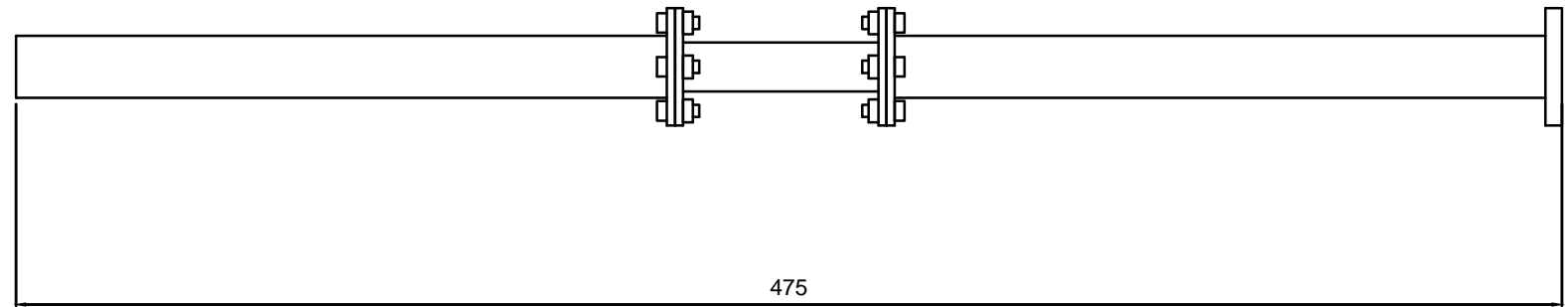
	Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T.		DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES		
		INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.				
PROYECTO: DISEÑO DE UN SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA UN FÓRMULA SAE				REALIZADO: BERAMENDI, JAVIER		
				FIRMA:		
PLANO: CONJUNTO VISTA Nº2				FECHA: 14/11/2013	ESCALA: 1/2	Nº PLANO: 3



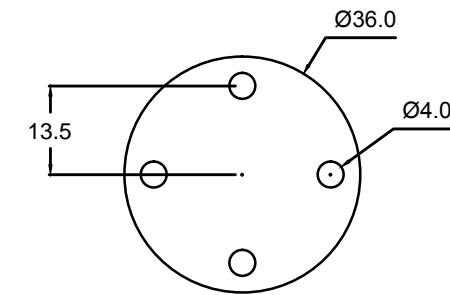
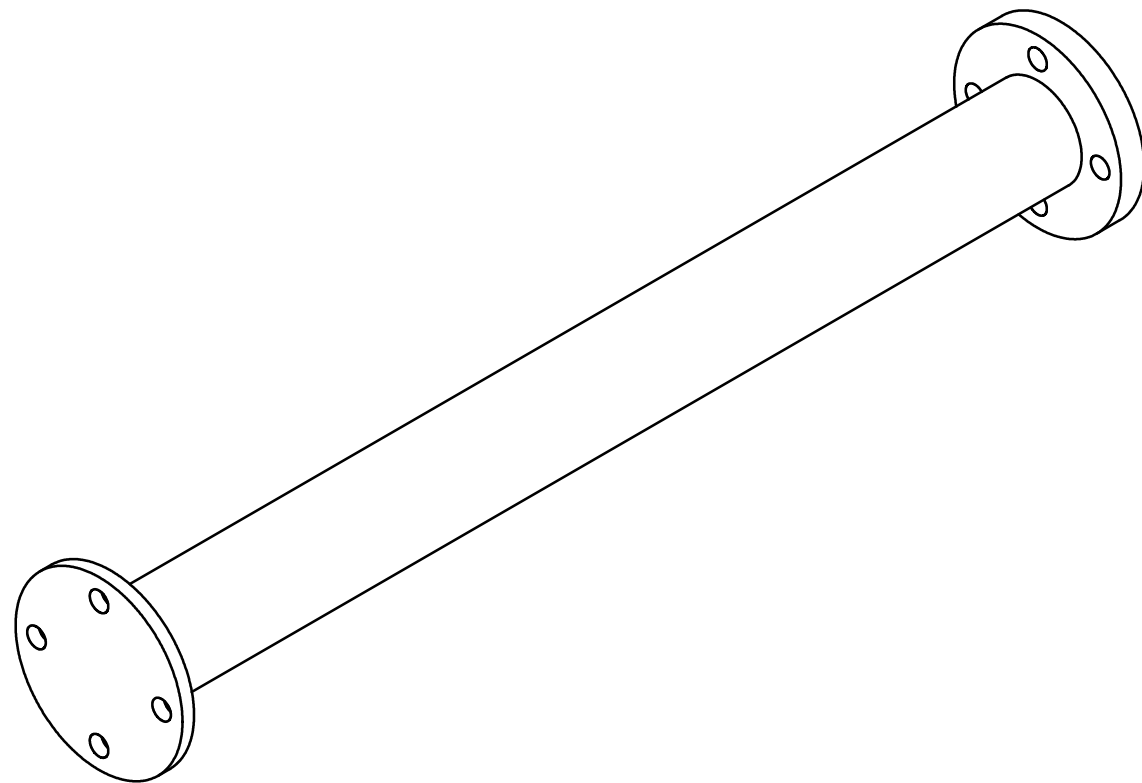
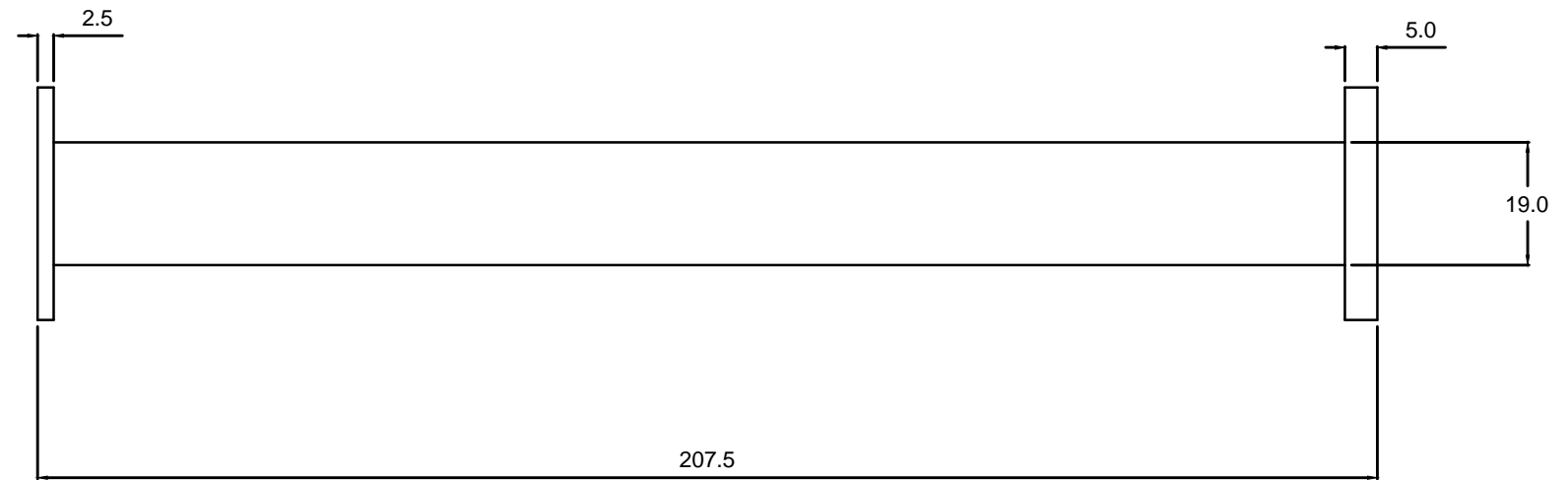
	Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T.		DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES		
		INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.				
PROYECTO: DISEÑO DE UN SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA UN FÓRMULA SAE				REALIZADO: BERAMENDI, JAVIER		
				FIRMA:		
PLANO: CONJUNTO VISTA Nº3				FECHA: 14/11/2013	ESCALA: 1/2	Nº PLANO: 4



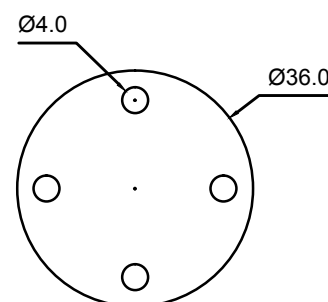
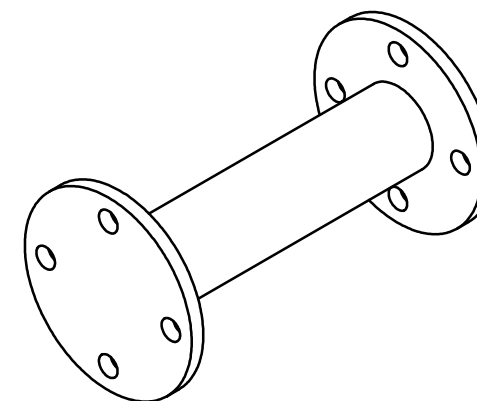
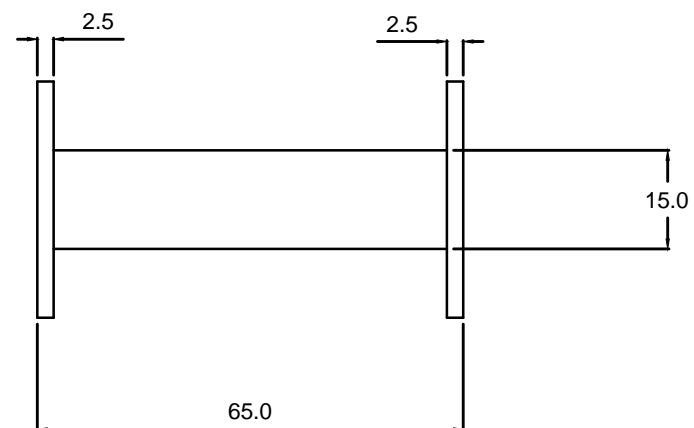
 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.		DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES		
	PROYECTO: DISEÑO DE UN SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA UN FÓRMULA SAE		REALIZADO: BERAMENDI, JAVIER		
PLANO: QUICK RELEASE		FIRMA:		FECHA: 14/11/2013 ESCALA: 1/1 Nº PLANO: 5	



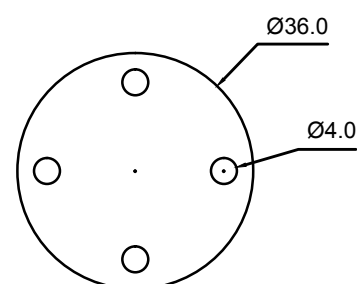
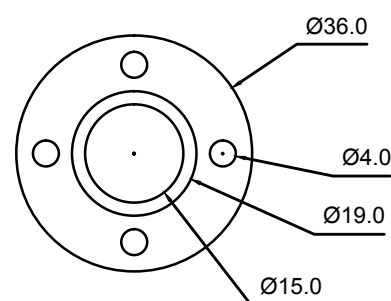
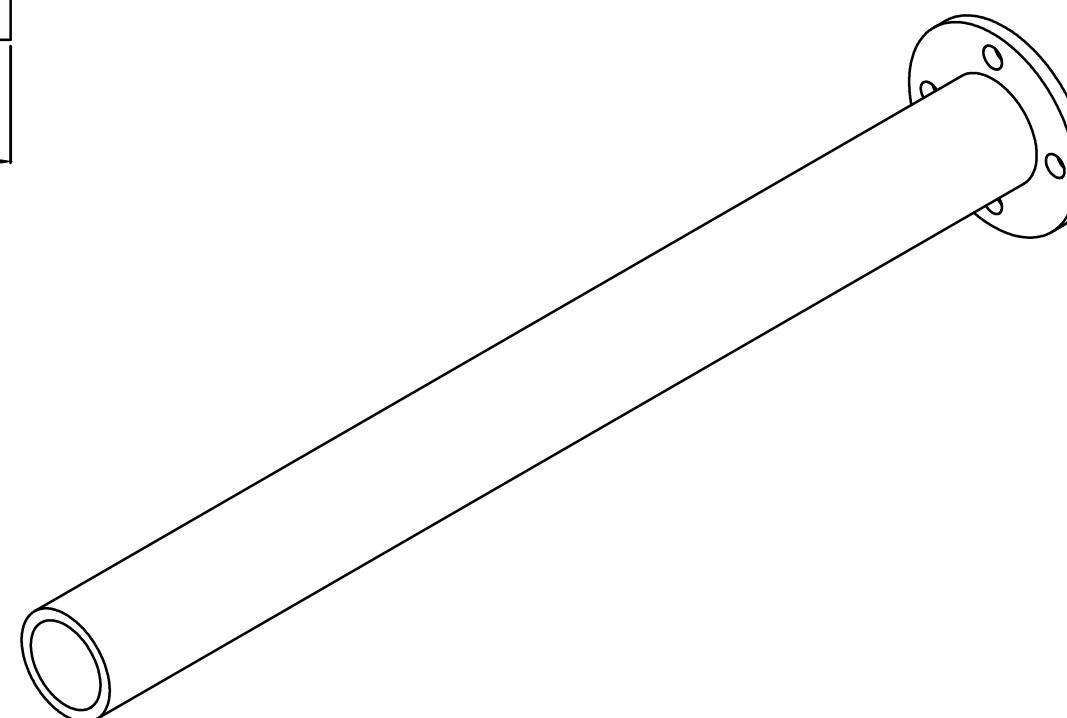
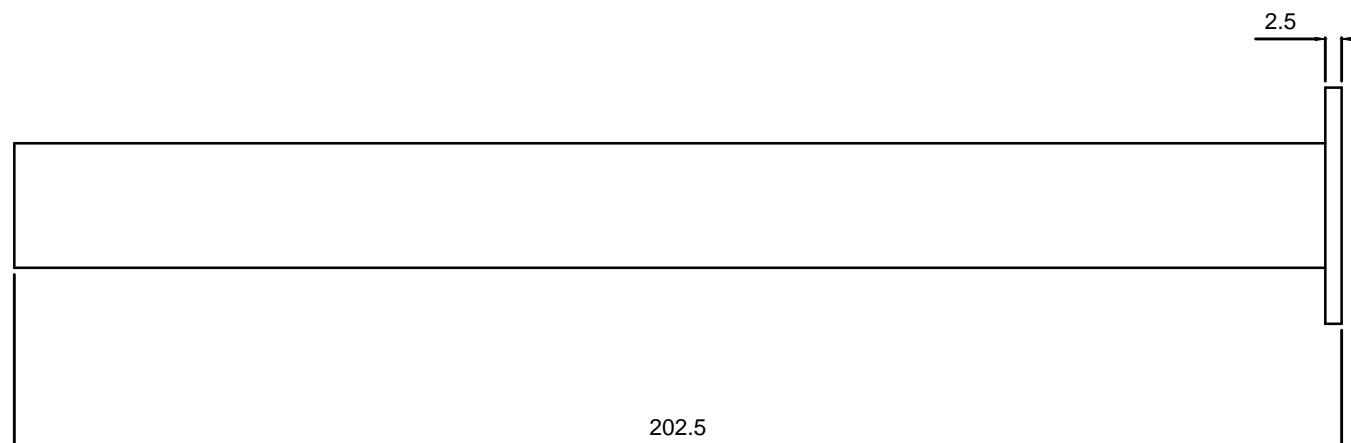
 <div>Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa</div>	E.T.S.I.I.T.	DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES		
	INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.			
PROYECTO: DISEÑO DE UN SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA UN FÓRMULA SAE		REALIZADO: BERAMENDI, JAVIER		
		FIRMA:		
PLANO: COLUMNA DE DIRECCIÓN		FECHA: 14/11/2013	ESCALA: 1/2	Nº PLANO: 6



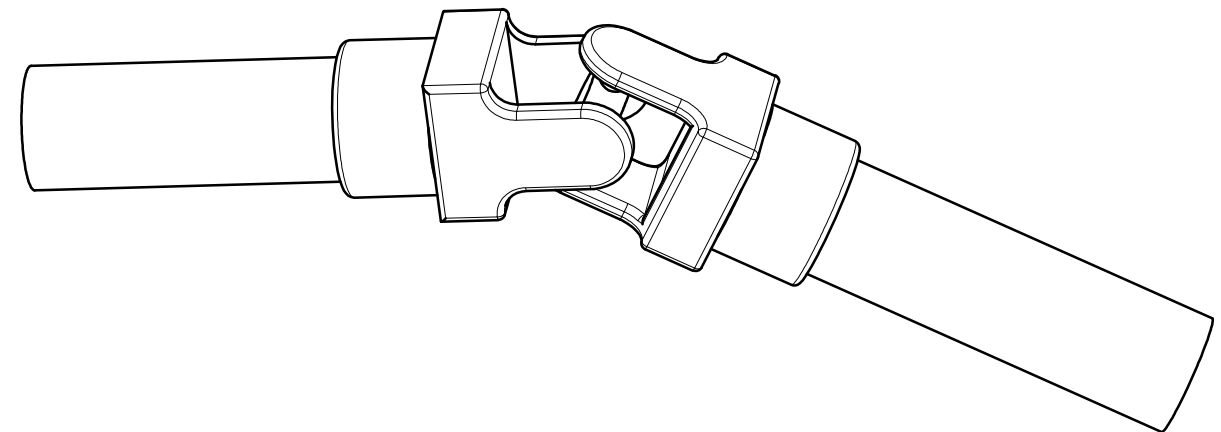
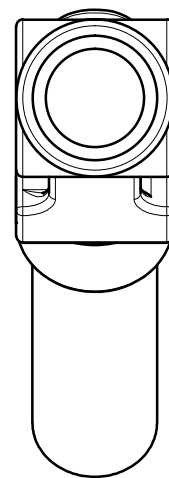
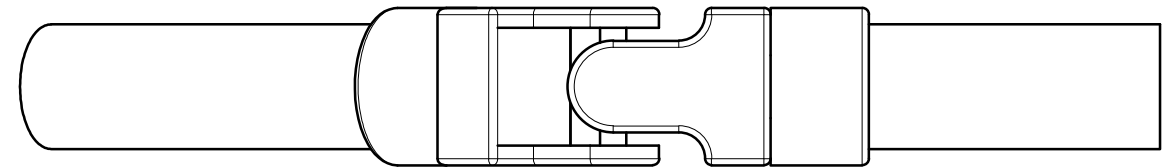
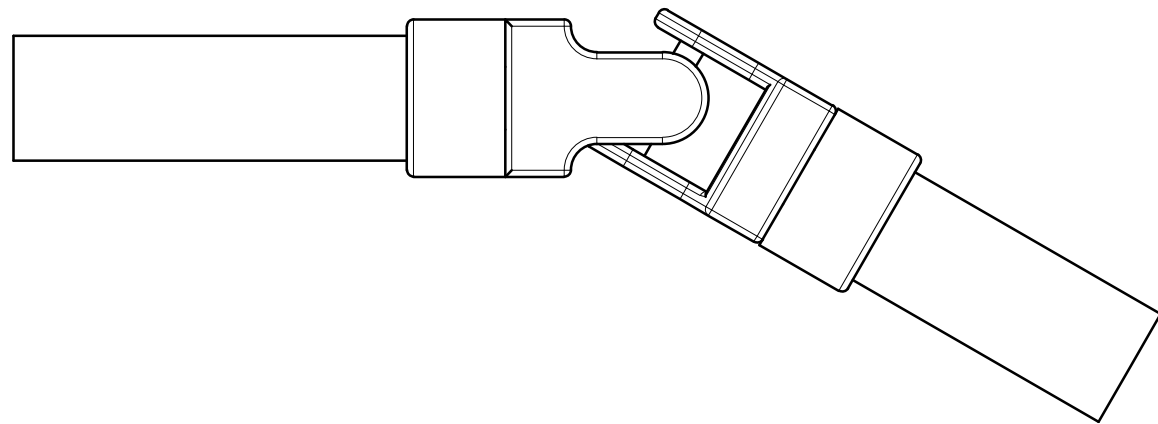
 <div>Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa</div>	E.T.S.I.I.T.	DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES		
	INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.			
PROYECTO: DISEÑO DE UN SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA UN FÓRMULA SAE		REALIZADO: BERAMENDI, JAVIER		
		FIRMA:		
PLANO: COLUMNA DE DIRECCIÓN. PARTE SUPERIOR		FECHA: 14/11/2013	ESCALA: 1/1	Nº PLANO: 7



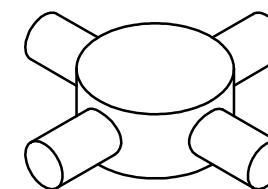
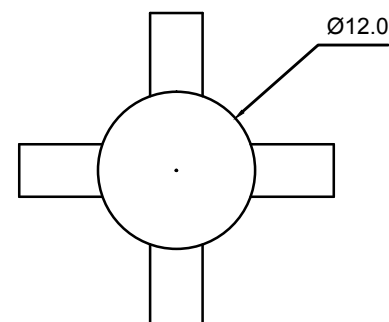
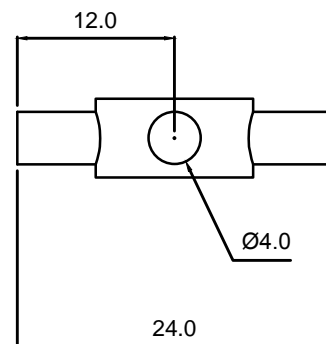
 <div>Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa</div>	E.T.S.I.I.T.		DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES	
	INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.			
PROYECTO: DISEÑO DE UN SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA UN FÓRMULA SAE			REALIZADO: BERAMENDI, JAVIER	
PLANO: COLUMNA DE DIRECCIÓN. PARTE DE ALUMINIO			FIRMA:	
			FECHA: 14/11/2013	ESCALA: 1/1
			Nº PLANO: 8	



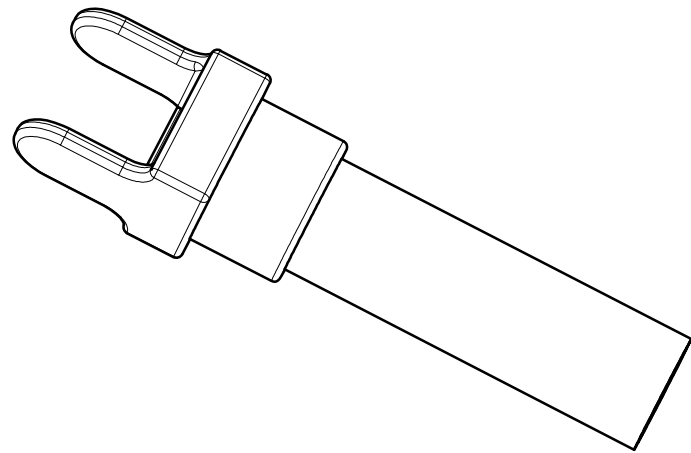
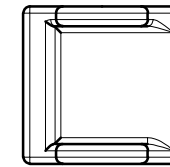
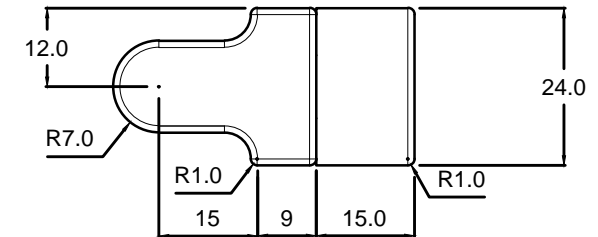
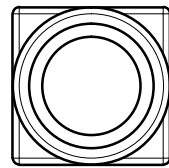
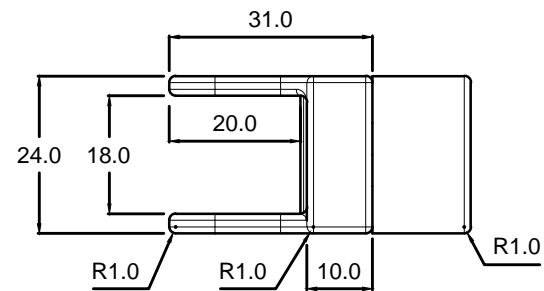
 <div>Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa</div>	E.T.S.I.I.T.		DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES		
	INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.				
PROYECTO: DISEÑO DE UN SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA UN FÓRMULA SAE			REALIZADO: BERAMENDI, JAVIER		
			FIRMA:		
PLANO: COLUMNA DE DIRECCIÓN. PARTE INFERIOR			FECHA: 14/11/2013	ESCALA: 1/1	Nº PLANO: 9




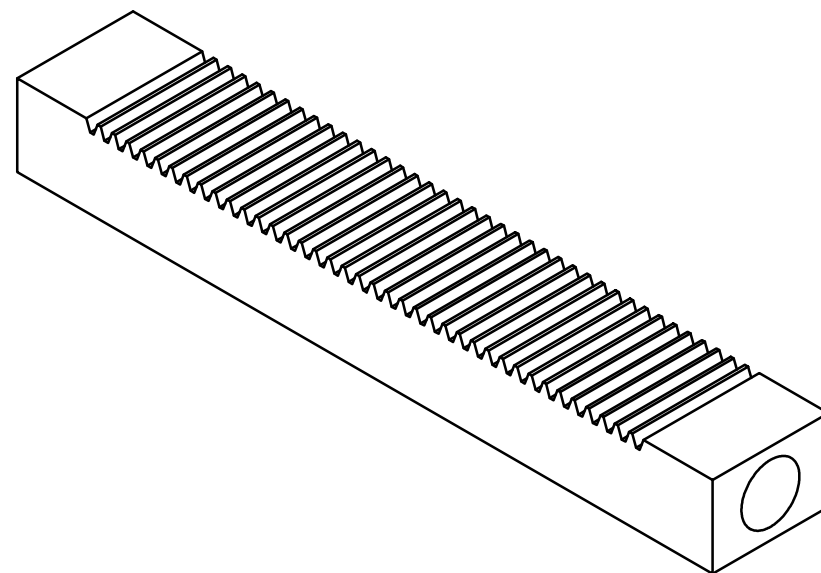
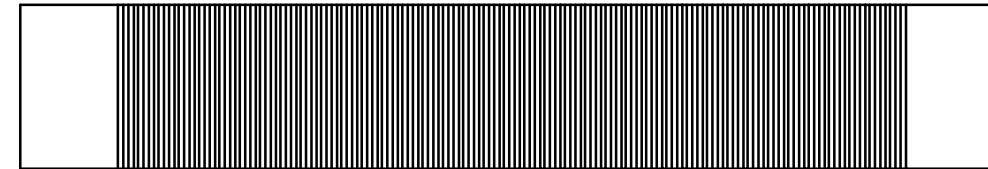
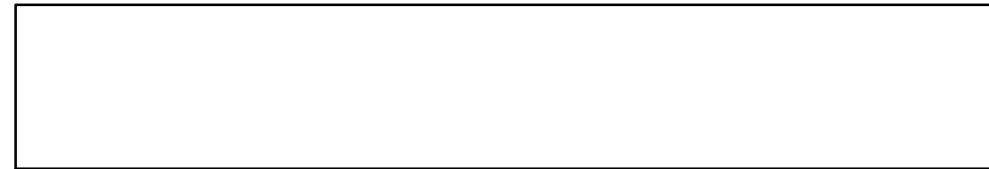
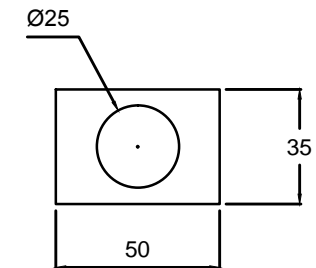
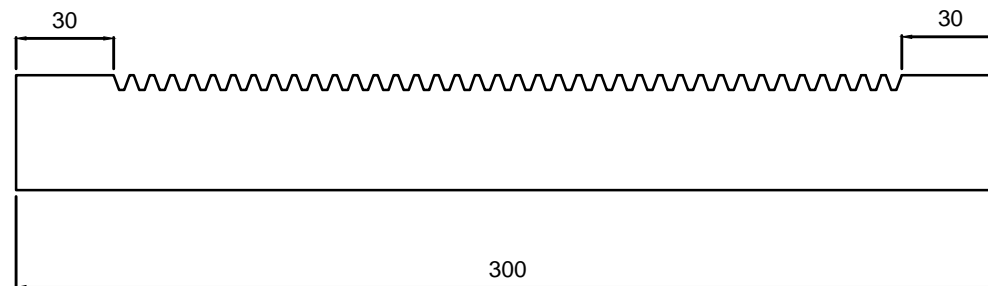
 <div>Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i></div>	E.T.S.I.I.T.	DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES		
	INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.			
PROYECTO: DISEÑO DE UN SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA UN FÓRMULA SAE		REALIZADO: BERAMENDI, JAVIER		
		FIRMA:		
PLANO:	JUNTA CARDAN	FECHA: 14/11/2013	ESCALA: 1/1	Nº PLANO: 10



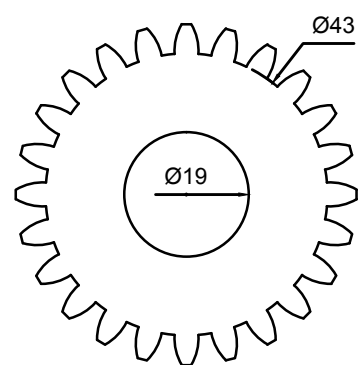
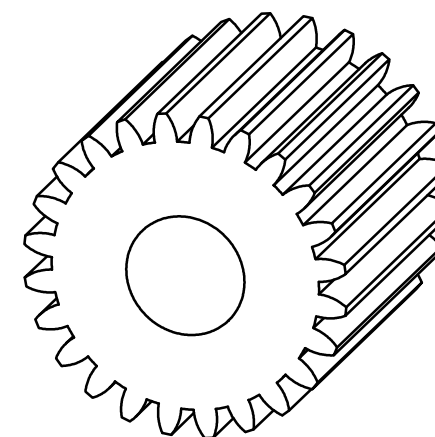
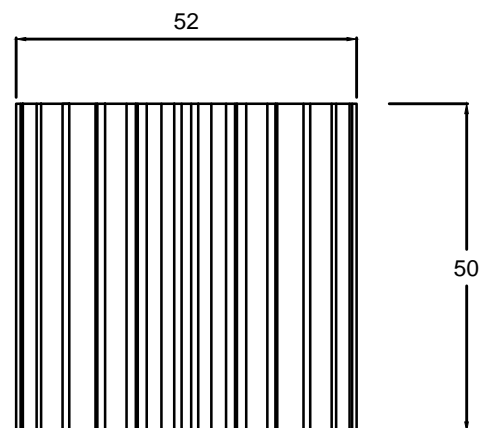
	Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T.		DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES		
		INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.				
PROYECTO: DISEÑO DE UN SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA UN FÓRMULA SAE				REALIZADO: BERAMENDI, JAVIER		
				FIRMA:		
PLANO: JUNTA CARDAN. CRUCETA				FECHA: 14/11/2013	ESCALA: 2/1	Nº PLANO: 11



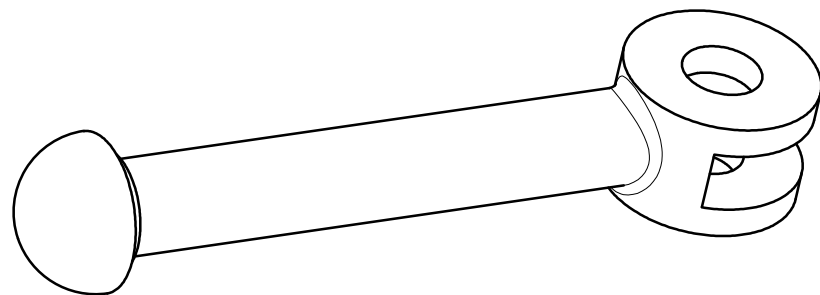
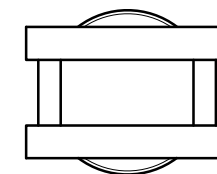
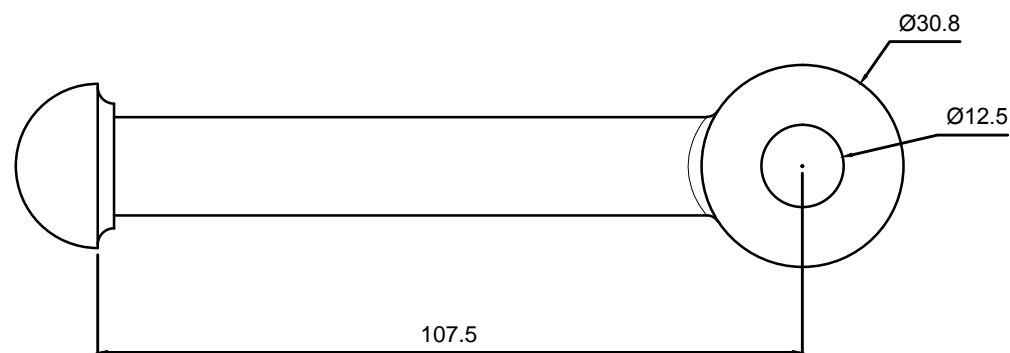
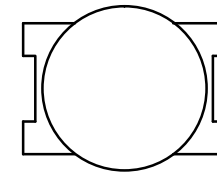
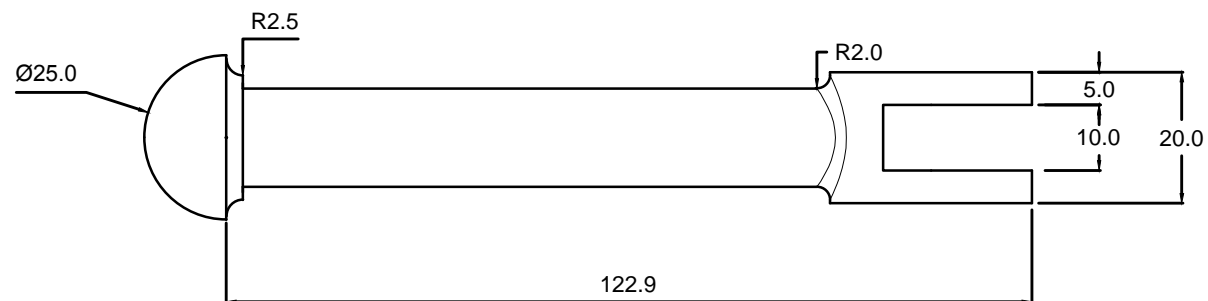
 <div>Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa</div>	E.T.S.I.I.T.	DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES		
	INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.			
PROYECTO: DISEÑO DE UN SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA UN FÓRMULA SAE		REALIZADO: BERAMENDI, JAVIER		
		FIRMA:		
PLANO: JUNTA CARDAN. HORQUILLA		FECHA: 14/11/2013	ESCALA: 1/1	Nº PLANO: 12



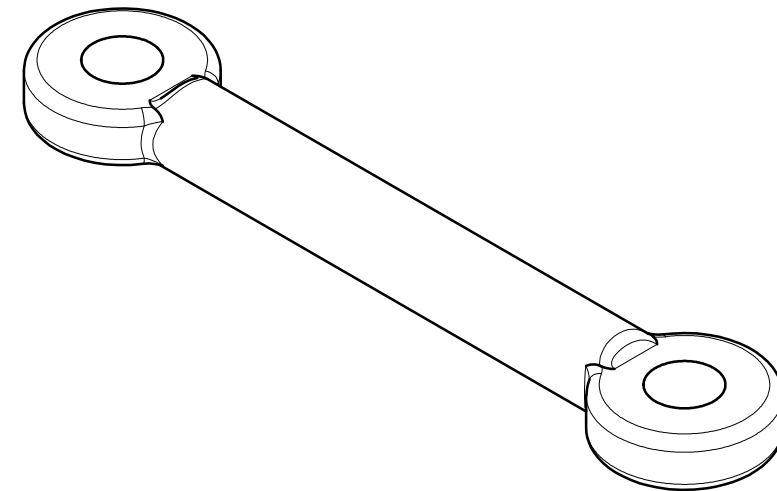
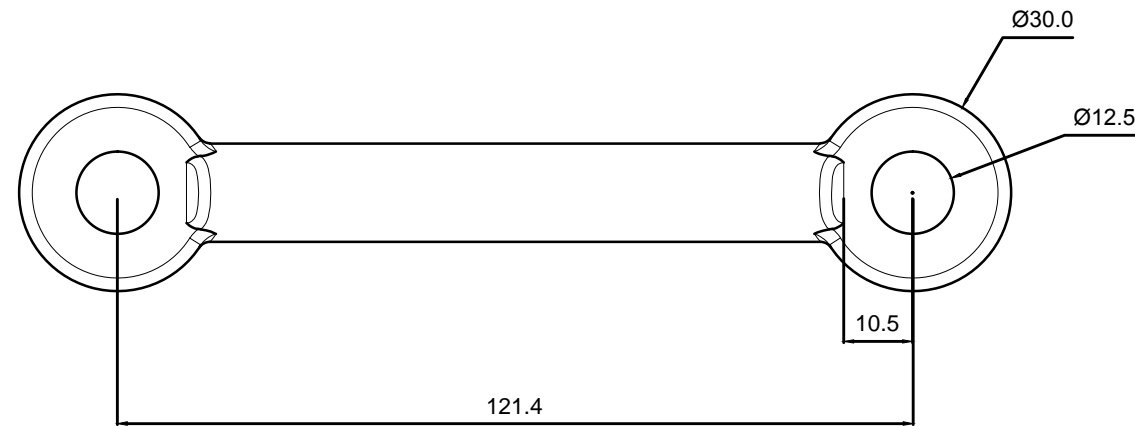
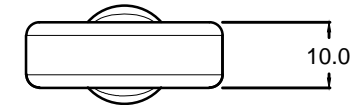
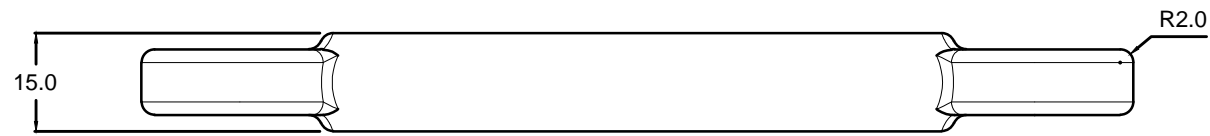
	Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.		DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES		
	PROYECTO: DISEÑO DE UN SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA UN FÓRMULA SAE			REALIZADO: BERAMENDI, JAVIER		
FIRMA:						
PLANO: CREMALLERA			FECHA: 14/11/2013	ESCALA: 1/2	Nº PLANO: 13	



 <div>Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i></div>	E.T.S.I.I.T.	DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES		
	INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.			
PROYECTO: DISEÑO DE UN SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA UN FÓRMULA SAE		REALIZADO: BERAMENDI, JAVIER		
		FIRMA:		
PLANO: ENGRANAJE		FECHA: 14/11/2013	ESCALA: 1/1	Nº PLANO: 9



	Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T.		DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES		
		INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.				
PROYECTO: DISEÑO DE UN SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA UN FÓRMULA SAE				REALIZADO: BERAMENDI, JAVIER		
				FIRMA:		
PLANO: BIELETA Nº 1				FECHA: 14/11/2013	ESCALA: 1/1	Nº PLANO: 15



	Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.		DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES		
	PROYECTO: DISEÑO DE UN SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA UN FÓRMULA SAE			REALIZADO: BERAMENDI, JAVIER		
FIRMA:						
PLANO: BIELETA Nº 2			FECHA: 14/11/2013	ESCALA: 1/1	Nº PLANO: 16	



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

**DISEÑO DE UN SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA UN
FÓRMULA S.A.E.**

PLIEGO DE CONDICIONES

Javier Beramendi Cabodevilla

Vanesa Estremera Carrera

Pamplona, 14 de Noviembre 2013

1. PLIEGO DE CONDICIONES	1
1.1. GENERALES Y ECONÓMICAS	3
1.1.1 Exigencias al proveedor	3
1.1.1.1 Proveedor de material.....	3
1.1.1.2 Proveedor de componentes.....	3
1.1.2 Exigencias que se deben de cumplir en el taller.	3
1.1.2.1 En la fabricación.....	3
1.2. HERRAMIENTAS DE DISEÑO.	4
1.2.1 Catia V5 / V6.....	4
1.2.2.- Definiciones	5
1.2.3 AutoCad.....	7
1.3. MATERIALES.....	7
1.3.1 Acero	8
1.3.2 Aluminio	9
1.4. PROCESO DE FABRICACIÓN.	10
1.4.1 Acero conformado en caliente.....	11
1.4.2 Acero conformado en frio	11
1.4.3 Soldabilidad del acero	11
1.4.4 Marcado de los tubos.....	12
1.4.5 Corte y separado de los tubos.....	13
1.4.6 Preparación de los bordes para soldar.....	15
1.4.7 Soldadura.....	16
1.4.8 Tratamiento superficial de la estructura.....	18
1.5. LUBRICACIÓN.....	19
1.5.1. Tipos de lubricantes para engranajes	19
1.5.1.1 Lubricante elegido.....	21
1.5.2. Método de aplicación	21

1.1. GENERALES Y ECONÓMICAS

1.1.1 Exigencias al proveedor

En este proyecto hay una estrecha colaboración entre el taller de fabricación y el proveedor por ello que sea necesaria la comunicación y trasvase de información entre ambos, como planos o limitaciones de las piezas.

El taller supone que lo que se obtiene del proveedor estará en perfecto estado y por ello que no sea necesario verificar las características que se presuponen innatas de los productos como pueden ser dureza, resistencia a la tracción, dimensiones, etc.

1.1.1.1 Proveedor de material

Se va a exigir que nos de las características de los materiales que nos entrega para verificar dichas características podremos realizar los ensayos correspondientes de dureza, tracción y dimensiones si se viera necesario.

Así mismo se exigirá de este un albarán de entrega especificando la cantidad en unidades de bloques pedidas.

1.1.1.2 Proveedor de componentes

Se le exigirá precisión absoluta en la entrega de los mismo para que la cadena de montaje no sufra alteraciones que pudieran suponer una parada en las actividades así como un detallado informe de la cantidad de elementos recibidos con su fecha e identificación correspondiente.

Los elementos adquiridos al proveedor en aquellos que fuese posible se le pedirán los planos correspondientes aunque fuesen los generales necesarios muchas veces para la venta del propio producto por la parte del taller.

1.1.2 Exigencias que se deben de cumplir en el taller

1.1.2.1 En la fabricación

Las medidas vayan dadas según planos especificados para así simplificar el proceso de ensamblaje y soldadura de las diferentes partes. Los cortes así como los taladros vendrán dados por una calidad apropiada para lo que se está fabricando para lo cual se tendrá que

tener en cuenta las superficies que van a estar en contacto entre si para de ese modo poder llevar acabo unas especificaciones determinadas a las circunstancias

1.2. HERRAMIENTAS DE DISEÑO

Las dos herramientas principales para el diseño del chasis han sido el CATIA V5/6 y el MARC-MENTAT. El primero se ha utilizado gracias a que permite implementar los módulos de CAD / CAE a nuestro diseño y el segundo fue utilizado para la utilización del FEM

El proceso seguido para el diseño de la estructura tubular consiste en crear primeramente un producto echando mano de las herramientas informáticas seguido de un pertinente análisis para comprobar si el diseño es factible o no.

1.2.1 Catia V5 / V6

Estas siglas en ingles son Computer Aided Three Dimensional Interactive Application, es un programa de CAD/CAM/CAE aunque en este proyecto la parte de CAM no es necesaria y no se utiliza fue elegido este programa por el potencial y capacidad que el mismo tiene, desde la creación del mismo hasta el análisis , y además por el conocimiento del manejo por parte del diseñador . La parte del análisis, al quedarse un poco escasa en este programa se optó por la utilización de otro programa que es específico para esta tarea como es el MARC-MENTAT que más adelante se detallara. Éste ha sido realizado y comercializado por la empresa francesa Dassault Systemes.

Este programa está pensado para proporcionar apoyo desde la creación del diseño (CAD), fabricación (CAM) y el análisis (CAE) de piezas y maquinaria que requieren de una implementación en 3D, planos, ensayos, ...

Inicialmente este programa fue creado para servir de ayuda y apoyo a la industria aeronáutica dada la gran capacidad que atesora. Actualmente, está siendo utilizado por la industria del automóvil en el diseño y desarrollo de componentes de la carrocería porque ofrece un gran repertorio de pasibilidades para implementar todo tipo de diseños en 3D, solicitudes,... además contiene una arquitectura abierta para el desarrollo de aplicaciones o facilita la personalización del programa.

En Catia cada área de trabajo va asociada a un tipo de extensión diferente. En este proyecto se han utilizado tres grandes áreas identificables cada una por su extensión:

- El diseño de cada componente del chasis se realizara en el área de ” Mechanical design” gracias a la pestaña “Part design” (.CATPart)
- Ensamblaje de todos los componentes que forman la estructura tubular en el mismo área anterior pero en la pestaña “ Assembly design ” (.CATProduct)
- Realización de mallado.

Este último punto se realiza gracias a la pestaña de “finite element modeling ” dentro de la sección de simulation.

1.2.2. Definiciones

- CAD (diseño asistido por ordenador): utilización de un amplio abanico de herramientas . Éstas se pueden dividir en programas de dos dimensiones (2D) y de tres dimensiones (3D). Las herramientas de dibujo de los primeros se basan en entidades geométricas como pueden ser puntos, líneas, arcos,... con lo que se tiene la posibilidad de operar a través de una interfaz gráfica. Los programas en tres dimensiones añaden a lo anterior superficies y sólidos, cuyo objetivo final es la definición de la geometría y / o trigonometría alámbrica del producto a diseñar.

Las capacidades y posibilidades del sistema 3D son enormes, pudiendo realizar un gran número de tareas como pueden ser la visualización en pantalla del modelo en tres dimensiones, la obtención de secciones dibujando alzados y plantas automáticamente, calcular volúmenes,... de manera fácil e instantáneamente.

Debido e esto último se han reducido muchísimo los tiempos de realización de todo tipo de operaciones con tan solo elegir un parámetro en el programa.

Actualmente la aplicación de la tecnología CAD es indispensable porque proporciona una mejora de la calidad, disminuye costes y simplifica diseños y producción.

- CAE (ingeniería asistida por ordenador): Gracias a estas aplicaciones se puede analizar el comportamiento de la pieza anteriormente diseñada por el sistema CAD ante modificaciones que se pueden deber a cambios de temperatura, esfuerzos de comprensión,... Todo ello va a permitir elegir el material más adecuado para la pieza al igual que va a permitir efectuar los cambios oportunos para la mejora del rendimiento de la misma.

La posibilidad de llevar a cabo una serie de simulaciones antes de la construcción de la pieza va a traer consigo una reducción notable del tiempo de preparación de los prototipos, con los cuales se podrán seleccionar los materiales tras realizarles las pertinentes pruebas.

Con el CAE la modificación del material en la pieza solo llevara unos segundos que es lo que cuesta selección la pestaña adecuada en el programa.

Gracias a esta técnica se puede conocer la fiabilidad, el rendimiento,... de la pieza con hacer menos pruebas, que sin esta técnica, sobre los prototipos.

Esta técnica también es conocida como Elaboración Virtual de Prototipos o Virtual Prototyping, debido a que permite la simulación de la pieza de forma virtual.

- CAM (fabricación asistida por ordenador): una vez que se ha llegado a la conclusión de la parte del diseño de la pieza y se han llevado a cabo simulaciones y análisis sobre su estructura ante diversas situaciones de funcionamiento, se da paso a la etapa de fabricación. A este proceso se le denomina CAM, a partir de los diseños anteriormente realizados en el CAD, se crean y diseñan los dispositivos y programas de control numérico, los cuales serán los encargados de controlar y supervisar el trabajo de las distintas máquinas utilizadas para la construcción con el fin de que el resultado coincida exactamente con el diseño anteriormente realizado en el menor tiempo posible.

Gracias a este sistema, se pueden simular los movimientos de las herramientas utilizadas para la fabricación con el fin de prevenir posibles interferencias entre herramientas y materiales, además de informar de si pudiera haber algún error en la programación del programa de la herramienta.

CAM da la posibilidad de acortar los tiempos de fabricación, además de porque realiza más rápido las operaciones que si las realizase un operario, elimina las correcciones que podrían tener que realizarse después de la fabricación por parte de la persona.

- FEM (Método de elementos finitos): Es un método numérico de resolución de ecuaciones diferenciales. La solución obtenida es solo aproximada, coincidiendo con la solución exacta solo en un número finito de puntos llamados nodos. En el resto de puntos que no son nodos, la solución aproximada se obtiene interpolando a partir de los resultados obtenidos para los nodos, lo cual hace que la solución sea solo aproximada debido a ese último paso.

El FEM convierte un problema definido en términos de ecuaciones diferenciales en un problema en forma matricial que proporciona el resultado correcto para un número finito de puntos e interpola posteriormente la solución al resto del dominio, resultando finalmente solo una solución aproximada. El conjunto de puntos donde la solución es exacta se denomina conjunto nodos. Dicho conjunto forma una red, denominada malla formada por retículos. Cada uno de éstos es un elemento finito. El conjunto de nodos se obtiene dividiendo o discretizando la estructura en elementos de forma variada, pudiendo ser superficies, volúmenes y barras.

Desde el punto de vista de la programación algorítmica modular de las tareas necesarias para llevar a cabo un cálculo mediante un programa FEM se dividen en :

1. Pre proceso: definición de geometría, generación de malla asignación de propiedades a los materiales y otro tipo de propiedades.
2. Cálculo: como su nombre indica y se inicia una vez finalizado el pre proceso.
3. Post proceso: se calculan magnitudes derivadas de los valores obtenidos para los nodos.

Al conjunto de todas las herramientas descritas anteriormente, formaran parte del PLM. Se denomina así, a la administración del ciclo de vida de un producto. Este está formado por una serie de capacidades que permiten una empresa administrar e innovar eficientemente sus productos y los servicios relacionados con ellos, manteniendo una trazabilidad de los mismos.

1.2.3 AutoCad

Autodesk AutoCAD es un software de diseño asistido por computadora para dibujo en dos y tres dimensiones. Actualmente es desarrollado y comercializado por la empresa Autodesk. El nombre AutoCAD surge como creación de la compañía Autodesk, en que Auto hace referencia a la empresa creadora del software y CAD a Diseño Asistido por Computadora (por sus siglas en inglés) teniendo su primera aparición en 1982.

AutoCAD es un software reconocido a nivel internacional por sus amplias capacidades de edición, que hacen posible el dibujo digital de planos de edificios o la recreación de imágenes en 3D, es uno de los programas más usados por arquitectos, Ingenieros y diseñadores industriales.

1.3. MATERIALES

Para el presente proyecto, se han analizado dos tipos distintos de materiales con distinta configuración.

En la siguiente tabla, puede observarse las características de cada una de las configuraciones.

	SAE 1015	SAE 1080	SAE 1200-0
Mod. Elasticidad	$2,1 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$	$2,1 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$	$7 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$
Coef. Poisson	0,3	0,3	0,33
Densidad	7850 Kg / m ³	7850 Kg / m ³	2700 Kg / m ³
Diametro	19 mm	19 mm	19 mm
Espesor	2 mm	2 mm	2 mm

1.3.1 Acero

Primeramente se analizará las propiedades del acero, para al término del mismo, pasar a estudiar el aluminio.

Densidad	7.85
Coefficiente de dilatación	12
Módulo de elasticidad	210000
Módulo de elasticidad trans.	$8.1 \cdot 10^{11}$
Coefficiente de Poisson	0.3

La especificación del material sería un acero SAE 1015 y SAE 1080. Esta nomenclatura de los aceros es mediante el sistema S.A.E. – AISI. Como la microestructura del acero determina la mayoría de sus propiedades y aquella está determinada por el tratamiento y la composición química; uno de los sistemas más generalizados en la nomenclatura de los aceros es el que está basado en su composición química.

En este sistema el acero se clasifica con cuatro dígitos. Los dos primeros se refieren a los dos elementos de aleación más importantes y los dos o tres últimos dan la cantidad de carbono presente en la aleación.

El molibdeno mejora notablemente la resistencia a la tracción, la Templabilidad, resistencia a la fragilidad causada por el temple y la resistencia al creep de los aceros (deformación por fluencia lenta). Su bajo contenido de carbono la da buenas características de soldabilidad. El molibdeno aumenta la resistencia de los aceros en caliente.

Por otro lado, el manganeso se añade como elemento de adición para neutralizar la influencia del azufre y del oxígeno. También actúa como desoxidante y evita, en parte, que en la solidificación del acero se produzcan porosidades perjudiciales. Además, sin el manganeso los aceros no se podrían laminar ni forjar porque al tener azufre, éste hace que a la hora de trabajos en caliente funda el acero.

A continuación se reflejan en la tabla la composición química del acero utilizado.

	SAE 1015	SAE 1080
Si	0.10-0.20 %	0.20-0.40%
C	0.13-0.18%	0.8%
Mn	0.30-0.60%	0.6-0.9%
P	0.030% max	0.03% max
S	0.050% max	0.03% max
Cr	-	-
Mo	-	-

1.3.2 Aluminio

A continuación se realizará un análisis del aluminio.

El tipo de aluminio es de la serie 1050-1200, denominados aluminio puro, concretamente el 1200-0 al cual se le realiza un tratamiento para alcanzar una resistencia de 34 MPa. La peculiaridad de este aluminio es que sus materiales aleantes principales son el silicio (tiene propiedades intermedias entre el C y el germanio) y el magnesio (material liviano, medianamente fuerte).

En la tabla siguiente son mostrados los porcentajes de los distintos materiales de los que se compone el aluminio utilizado en este proyecto.

Si	0.25 % max
Fe	0.40% max
Cu	0.05% max
Mn	0.05% max
Mg	0.05% max
Cr	-
Zn	0.07% max
Ti	0.05% max

PROPIEDADES FÍSICAS

Densidad	2.70 (g/cm ³)
Coef. De dilatación	23.5 (°C*10 ⁶)
Rango de Fusión	646 - 657
Conductividad Térmica	210-220(W/m°C)
Módulo de elasticidad	70000 MPa
Resistividad 20°	2.9 (μΩm)
Coeficiente de poisson	0.3
Calor específico	940°C

Principales propiedades del aluminio

LIGERO- El aluminio es el más ligero de todos los metales para uso estructural, a excepción del magnesio. El aluminio pesa la tercera parte que el hierro y el cobre.

RESISTENCIA MECÁNICA- El aluminio tiene la resistencia para trabajos pesados, por lo general esta resistencia se obtiene mediante aleaciones de aluminio adicionando metales como magnesio, silicio. Las aleaciones de aluminio pueden ser tan resistentes como algunos aceros.

ELASTICIDAD- La elasticidad de un material es la medida de su capacidad para regresar a su forma original, después de que ha sido deformada por fuerzas externas. La elasticidad de los metales depende del tratamiento metalúrgico que tienen. Se puede decir, en general,

que la elasticidad viene acompañada de dureza, esto significa que el aluminio puede ser más o menos elástico como lo requiera su aplicación.

RESISTENCIA A LA CORROSIÓN- En un ambiente en el que el aire este húmedo, se forma una película fina resistente de óxido de aluminio que protege que la oxidación avance hacia el interior del metal.

CONDUCTIVIDAD ELECTRICA- Las aleaciones de aluminio son los mejores conductores de electricidad económicos disponibles porque manejan sobre dos veces la corriente que el cobre en relación a su peso. El aluminio puro tiene una conductividad eléctrica del 65% y algunas aleaciones del 55%.

CONDUCTOR DEL CALOR- El aluminio es un excelente conductor. Lo conduce tres veces mejor que el acero.

REFLEJA LA ENERGÍA RADIANTE- Las superficies pulidas de aluminio son excelentes reflectores de la energía radiante.

NO MAGNETICO- Para efectos prácticos, el aluminio es no magnético, lo que le hace que sea de los pocos metales apropiados para proteger ciertas aplicaciones eléctricas y electrónicas.

INFLAMABLE.-Aunque es un excelente conductor eléctrico, no produce chispas. Esto es una propiedad esencial en productos usados con alta inflamabilidad o materiales y ambientes explosivos.

NO TOXICO- Es usado en industrias que procesan productos alimenticios.

1.4. PROCESO DE FABRICACIÓN

En los apartados que a continuación serán desarrollados se va a ir especificando el método o proceso de fabricación que se utilizaría en el caso de llevar algún día este proyecto a la práctica. El proceso se podría dividir en cuatro grandes bloques que más adelante se irán desmembrando: Primeramente, se ha de realizar el cortado de tubos y / o chapas (en el caso que se incluyesen las mismas en el proyecto) luego se realizaría el curvado de los tubos para su posterior unión mediante soldadura y por último se le daría un tratamiento superficial a toda la estructura para protegerlo contra el paso del tiempo.

Todos los costes y gastos dedicados para el proceso de fabricación van a formar una partida muy importante de dinero en el coste final del vehículo, debido a ello habrá que estudiarlos y planificarlos exhaustivamente para tratar de reducir al mínimo estos.

Una de las formas que se puede realizar para abaratar los costes y gastos seria diseñar la mayor parte con tubos de igual diámetro y espesor para así comprar tubos de dimensiones muy largas, los cuales se irán cortando a la medida exacta para hacer los acoples, de manera que el número de uniones soldadas se reduzcan lo más posible.

Todo proceso de fabricación debe de estar planificado de tal forma que el material que entre en el taller se encuentre predestinado en la fabricación mediante un avance y desarrollo de forma unidireccional siguiendo los pasos que a continuación se exponen:

1. Marcado de tubos
2. Corte y/o serrado de los tubos
4. Preparación de los bordes de los tubos para soldar
5. Soldadura de los tubos
6. Tratamiento superficial de la estructura

1.4.1 Acero conformado en caliente

Éste presenta un tamaño de grano grande por lo que después de ser conformado ha de ser sometido a otro tratamiento para mejorar sus propiedades mecánicas ya que éstas mejoran con el tamaño de grano fino. Actualmente la implantación de nuevos aceros microaleados ha permitido eliminar los costosos tratamientos finales que eran necesarios para conseguir las propiedades mecánicas necesarias.

1.4.2 Acero conformado en frío

Esta técnica elimina los procesos finales obteniendo una ventaja competitiva en el mercado ya que el coste es menor. En algunos casos se puede obtener directamente la pieza final dentro de tolerancias cosa que en el caliente es realmente difícil. Con este método se consiguen buenas propiedades mecánicas sin necesidad de tratamientos térmicos posteriores.

Los tubos utilizados en este proyecto son de sección circular y como se observó en los resultados obtenidos en los análisis, las tensiones máximas no son demasiado altas en el funcionamiento normal del chasis con lo que las propiedades del acero elegido no habría que someterlas a ningún tipo de pos tratamiento.

1.4.3 Soldabilidad del acero

El parámetro fundamental de los aceros desde el punto de vista de la soldabilidad es el valor de carbono equivalente (CEV), que se establece para cada tipo de acero según los componentes del mismo

Cada valor químico introducido en la formula ha de ser sustituido en %. Este parámetro mide en parte la susceptibilidad de fractura en frío de la zona afectada térmicamente.

Para espesores menores de 16 mm. (Que es donde este proyecto se encuentra) se considera que si el CEV es menor que 0,4 no aparecen grietas. Si esta entre 0.4 y 0,45 dependerá del proceso de soldadura utilizado y si es superior a 0,45 se necesitara un precalentamiento.

La finalidad del precalentamiento es favorecer las transformaciones metalúrgicas a estructuras más blandas, reduciendo de este modo la fragilidad del material. Las consecuencias favorables del precalentamiento son:

- Reduce las tensiones de la zona afectada térmicamente
- Facilita la difusión del hidrogeno
- Disminuye el riesgo de formación de poros

La soldabilidad del material mejora con el bajo contenido de carbono del acero , así como con la microestructura de grano fino que reduce la posibilidad de fractura frágil del material . Se denominan aceros de grano fino a los aceros con un índice equivalente de tamaño de grano ferrítico igual o menor que 6 , determinado según la Euronorma 103:1971.

1.4.4 Marcado de los tubos

En este apartado es de vital importancia seguir exhaustivamente las medidas establecidas anteriormente en el plano y también tener muy en cuenta el grosor de la sierra que se utilizara para el serrado (calculando el espacio desprendido por la sierra en el corte, para que una vez se haya realizado el corte del tubo, éste tenga las mismas dimensiones de los planos.

El aparato utilizado para la medición fue el “fluxómetro” o más conocido cinta métrica. Esta construido por una delgada cinta metálica flexible, dividida en unidades de medición y que se enrolla dentro de una carcasa metálica o de plástico. En el exterior dispone de un sistema de frenado para impedir el enrollado automático de la cinta, y así mantener alguna medida precisa de esta forma.

La cinta metálica esta subdividida en centímetros y milímetros, y enfrente se encuentra otra escala en pulgadas. Su flexibilidad y el poco espacio que ocupan lo hacen más interesante que otros sistemas de medición, como las reglas o varas de medición. Debido a ello, es un instrumento de gran utilidad.



Por último el marcado de la medida se realizó con un simple rayador

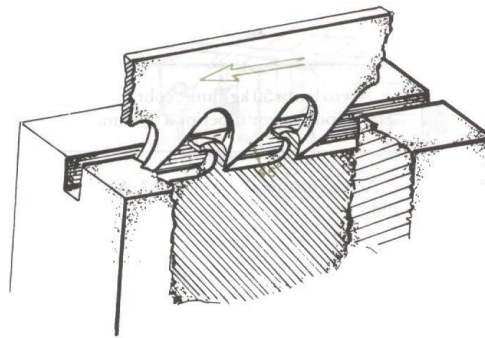
1.4.5 Corte y separado de los tubos

El aserrado es una operación de desbaste que se realiza con la hoja de sierra por arranque de viruta y cuyo objetivo es cortar el material, parcial o totalmente. Esta operación, llevada racionalmente, resulta productiva, ya que el trabajo se efectúa con notable rapidez, evitando a veces el trabajo laborioso de otras herramientas y además con poca pérdida de material.

En la práctica industrial se emplean sierras alternativas, circulares, y de cinta para el corte de barras y piezas en desbaste, y el aserrado a mano, solo en aquellos trabajos en que los anteriores no pueden aplicarse por razones técnicas o económicas.

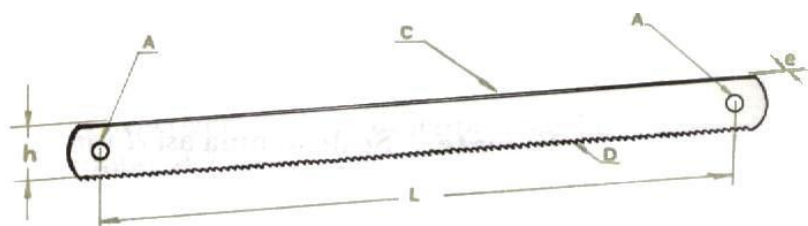
La herramienta completa recibe el nombre de sierra y consta de: hoja de sierra (que es el elemento activo cortante) y arco o armadura (que sirve para sujetar y permitir el manejo de la hoja de sierra)

- Hoja de sierra : es una cinta o lamina flexible de acero provista de unos dientes tallados que actúan como herramientas cortantes , según se aprecia en la figura



Las partes de las que consta son:

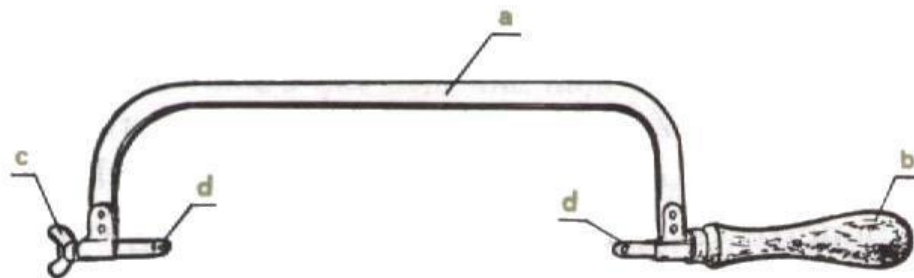
- A.-Agujeros para fijar la hoja al arco
- C.-canto no tallado
- D.-dientes
- L.-longitud comercial
- h.-anchura de la hoja
- e.-espesor de la hoja



El material que se emplea puede ser acero al carbono para herramientas F-5170 y también puede usarse diferentes tipos de aceros aleados tales como el F-5320 (acero al wolframio) o el F-5330 (acero al cromo).

- Arco de sierra : el arco , que es el soporte donde va montada la hoja de sierra , es de acero de construcción y permite que la herramienta sea manejada cómodamente por el operario las armaduras de sierra pueden ser fijas y extensibles . En general, constan: arco (a) , mango (b) , tuerca palomilla (c) y enganches de hoja (d) , de los cuales uno es fijo .

El mango se fabrica bien en forma de culata de pistola o bien de sección circular, como los empleados en las limas. El arco de sierra debe reunir las siguientes condiciones: solidez, sujetar fuertemente a la hoja de sierra y mantener a ésta en su plano de corte.



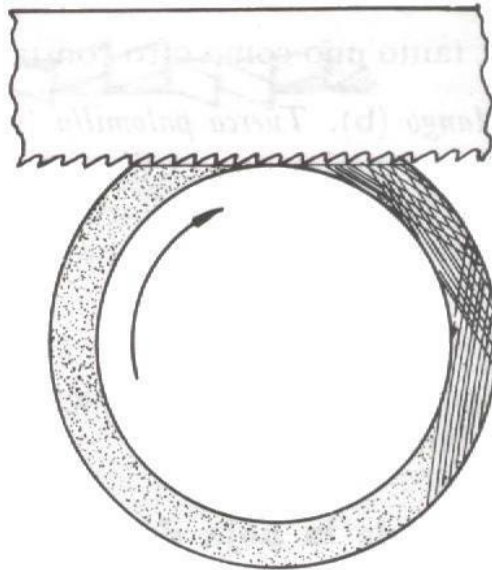
Arco de sierra fijo

Operaciones previas al aserrado:

- escoger la herramienta con las características propias del trabajo a realizar
- montar la hoja de sierra en su armadura
- fijar la pieza en el útil de sujeción vigilando la situación de la línea de trazado si la hay

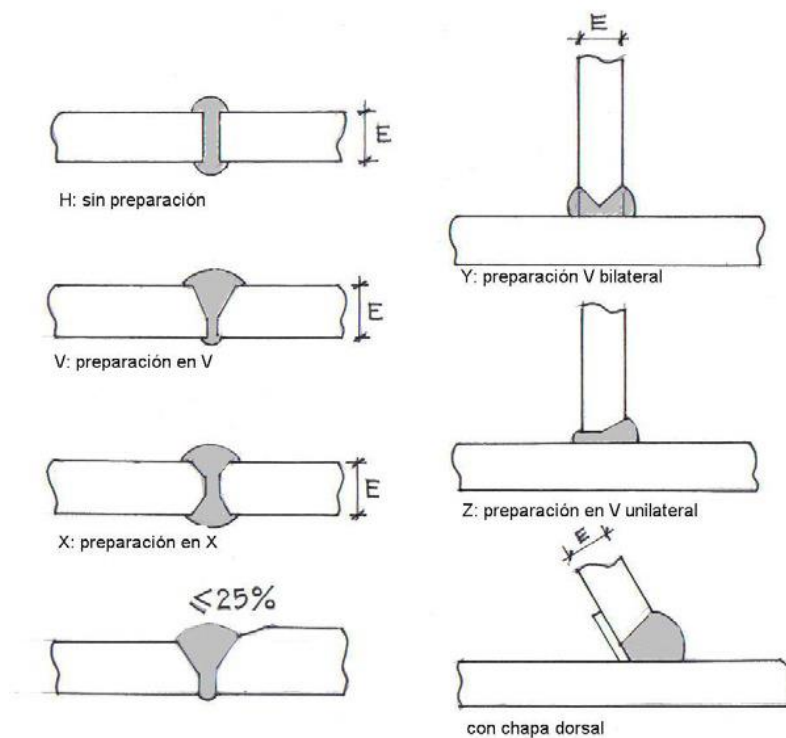
Practica de operaciones:

- para iniciar el corte conviene hacer una pequeña muesca con lima triangular o con la misma sierra en la esquina de la pieza opuesta a la del operario.
- empezar el corte con un ángulo de ataque de 20° a 30°
- como la piezas serán de espesor pequeño , se inclinara la herramienta un cierto ángulo , con objeto de hacer trabajar al mismo tiempo al mayor número de dientes
- como se cortaran piezas duras será aconsejable que la rapidez del movimiento alternativo sea de unos 30 golpes de sierra por minuto
- al ser tubos , será conveniente ir girando el tubo a medida que la sierra llega hasta la pared interior
- los perfiles se empiezan a serrar por la parte que presenten mayor espesor

*Aserrado de tubos*

1.4.6 Preparación de los bordes para soldar

Para una correcta unión de los tubos mediante la soldadura será necesaria previamente una preparación de los bordes. A continuación se expone una imagen donde pueden observarse las uniones más habituales para la soldadura.



Como la penetración de la soldadura será debido al espesor del tubo, el grosor del cordón es igual al del tubo, al ser éste muy pequeño.

En la estructura tubular se originan situaciones donde las uniones entre los tubos son a 180° , entonces para ello el método utilizado será el de tipo X , debido a que es el que mejor se adapta a la estructura que se deberá soldar porque con este tipo se conseguirá la penetración necesaria . La mayoría de las uniones que se originan en la estructura son inclinadas, aunque para este tipo de uniones se suelen realizar chaflanes, en este caso se podrían prescindir de ellos para abaratar tanto costes de fabricación como horas de trabajo.

1.4.7 Soldadura

El proceso que será usado para la fabricación de la estructura será el GMAW/MIG. También podría ser utilizable el proceso TIG, aunque se optó por el MIG debido a las especificaciones que a continuación se exponen.

El proceso de soldeo MIG se trata de una mejora del proceso de soldadura TIG de electrodo de tungsteno no consumible, el cual se sustituyó por el hilo consumible empleado en el sistema MIG. El arco que salta entre el extremo del hilo y la pieza a soldar puede ser protegido por un gas inerte (argón, helio,...) recibiendo el nombre de MIG significando sus siglas metal inerte gas o por el contrario ser protegido por un gas activo (CO₂) llamándolo MAG cuyo significado es metal activo gas.

El proceso MIG opera en DC (corriente directa) usualmente con el alambre como electrodo positivo. Esto es conocido como polaridad negativa (reverse polarity).

La polaridad positiva (straight polarity) es raramente usada por su poca transferencia de metal de aporte desde el alambre hacia la pieza de trabajo. Las corrientes de soldadura varían desde unos 50 Amperios hasta los 600 en muchos casos en voltajes de 15V hasta 32V, un arco auto-estabilizado es obtenido con el uso de un sistema de fuente de poder de potencial constante (voltaje constante) y una alimentación constante del alambre.

Este proceso es aplicable a todos los metales comercialmente importantes como el acero, aluminio, acero inoxidable, cobre y muchos otros. Materiales por encima de 0.076mm de espesor pueden ser soldados en cualquier posición, incluyendo el piso, vertical y sobre cabeza.

Es muy básico escoger el equipo, el alambre, o el electrodo, el gas de la aplicación y las condiciones óptimas para producir soldaduras de gran calidad a muy bajo costo.

El proceso básico MIG incluye tres técnicas muy distintas: transferencia por corto circuito, transferencia globular y la transferencia de arco rociado (spray arc)

En la transferencia por corto circuito también conocido como arco corto la transferencia del metal ocurre cuando un corto circuito eléctrico es establecido, esto ocurre cuando el metal en la punta del alambre hace contacto con la soldadura fundida.

En la transferencia por rociado diminutas gotas de metal fundido llamadas

“Moltens” son arrancadas de la punta del alambre y proyectadas por la fuerza electromagnética hacia la soldadura fundida.

Y por último en la transferencia globular el proceso ocurre cuando las gotas del metal fundido son lo suficientemente grandes para caer por la influencia de la fuerza de gravedad.

Los factores que determinan la manera en que los metales son transferidos son la corriente de soldadura, el diámetro del alambre, la distancia del arco (voltaje), las características de la fuente de poder y el gas utilizado en el proceso.

Lo que determina la ejecución correcta de este proceso es:

- la fluidez de la soldadura fundida
- la forma del cordón de la soldadura y sus bordes
- la chispa o salpicaduras que genera

Un buen procedimiento de soldadura está caracterizado por la poca presencia de porosidad, buena fusión y una terminación libre de grietas o resquebrajamientos.

Por último se expone la influencia del gas y el arco de la soldadura, el uso de CO₂ causa más turbulencias en la transferencia del metal del alambre al metal base con la tendencia a crear cordones de soldadura más abultados y un alto incremento de las salpicaduras.

Las mezclas de gases con base de Argon (Ar) proveen transferencias de metales más estables y uniformes, buena forma del cordón de soldadura y las salpicaduras son reducidas al mínimo, además de un rango más bajo en la generación de humo.

El incremento en el voltaje del arco tiende a incrementar la fluidez, haciendo las soldaduras más rasas, afectando la penetración de los bordes y generando más salpicaduras. Los voltajes más altos reducen considerablemente la penetración y podrían causar la pérdida de elementos que forman parte de la aleación.

La máquina que será utilizada para el proceso de soldadura será tipo a la de la siguiente imagen



Se trata de una MIG 630 y algunas de sus características son que pueden trabajar con alambre de 0.9mm a 2.4mm, que tiene una regulación de 48 puntos y que tiene una alimentación trifásica de 3 x 380 V, entre otras.

Para este proyecto se utilizaría de forma manual ya que el tipo de trabajo que hay que realizar no se puede automatizar.

1.4.8 Tratamiento superficial de la estructura

Cuando se ha culminado el montaje de la estructura y se han revisado todas las uniones y se no se observa ningún fallo, la estructura va a ser lacada en poliéster.

Gracias a este proceso la estructura va a tener una mejor resistencia a la corrosión y un mejor aspecto visual.

En el proceso de lacado, primeramente hay que realizar una limpieza superficial a la estructura mediante un baño ácido o alcalino para retirar cualquier resto de grasa que haya haber podido quedar en el montaje del mismo para posteriormente introducirlo en un horno para su secado. Luego se le aplica una pequeña capa de óxido de cromo para mejorar cuantitativamente la resistencia a la corrosión y dotarla de una buena adherencia para la posterior aplicación de una capa de imprimación. Para culminar, la estructura es introducida en un horno a gran temperatura, denominado horno de polimerización.

La pintura utilizada para la estructura será de poliéster en polvo que aunque en el mercado existan otro tipo de pinturas a base de resinas de fluoruros de polivinilideno que aguantan más que las de poliéster se optó por ella debido a la gran diferencia entre precios. La pintura será aplicada mediante pistolas electroestáticas.

A continuación puede observarse el tipo de acabado que se quiere conseguir en la estructura



1.5. LUBRICACIÓN

La eficiencia con la cual un engranaje opera, depende no solo de la forma en la cual ellos son usados, sino también del lubricante que les sea aplicado. Los lubricantes para engranajes tienen varias funciones importantes para llevar a cabo:

Lubricación.

Cuando los engranajes transmiten potencia, los esfuerzos sobre sus dientes se concentran en una región muy pequeña y ocurre en un tiempo muy corto. Las fuerzas que actúan en esa región son muy elevadas, si los dientes de los engranajes entran en contacto directo, los efectos de la fricción y el desgaste destruirán rápidamente los engranajes. La principal función de un lubricante para engranajes es reducir la fricción entre los dientes del engranaje y de esta forma disminuir cualquier desgaste resultante. Idealmente, esto se logra por la formación de una película delgada de fluido la cual mantiene separadas las superficies de trabajo.

Refrigeración.

Particularmente en engranajes cerrados, el lubricante debe actuar como un refrigerante y extraer el calor generado a medida que el diente rueda y se desliza sobre otro.

Protección.

Los engranajes deben ser protegidos contra la corrosión y la herrumbre.

Mantener la limpieza.

Los lubricantes para engranajes deben sacar todos los desechos que se forman durante el encaje de un diente con otro.

1.5.1. Tipos de lubricantes para engranajes

Aceites minerales puros.

Se aplican en engranajes que trabajan bajo condiciones moderadas de operación.

Aceites inhibidos contra la herrumbre y la corrosión.

Se utiliza cuando las temperaturas son altas y existe el riesgo de contaminación con agua, que conduce a la formación de herrumbre en los metales ferrosos. Poseen aditivos antiherrumbre, antiespumantes, antidesgaste y antioxidantes. Estos aceites no tienen muy buena adhesividad, pero trabajan bien en sistemas de circulación donde se aplica en forma continua.

Aceites minerales de extrema presión (E.P.).

Se utilizan cuando los engranajes tienen que soportar altas cargas o cargas de choque, bajas velocidades y altas cargas. Son aceites inhibidos, a los que se les incorporan aditivos de extrema presión, los cuales son normalmente de azufre y fósforo; es necesario tener mucho cuidado con estos aceites, cuando se aplica en reductores que trabajan en ambientes de alta humedad (ejem.: torres de enfriamiento), ya que el vapor de agua presente puede reaccionar con el azufre y el fósforo formando ácido sulfúrico y ácido fosfórico, que atacan las superficies metálicas.

Aceites compuestos.

Tienen como característica principal su elevada adhesividad. Son una mezcla de aceite mineral y grasa animal en proporciones variables. Se utilizan en reductores con engranajes de tornillo sin- fin corona en donde la acción de deslizamiento es muy elevada. Estos aceites se pueden filtrar y enfriar sin que se separe la grasa animal del aceite base. La adhesividad también se logra adicionando pequeño porcentaje de un aditivo para tal fin al lubricante, evitando el goteo. Estas son sustancias sintéticas.

Aceites sintéticos.

Se utilizan generalmente en engranajes que presentan alto grado de deslizamiento, o que trabajan a altas temperaturas por períodos prolongados. Los lubricantes sintéticos requieren una adecuada combinación de aditivos y bases sintéticas fluidas para incrementar los beneficios sobre los aceites minerales. Los más usados son las Polialfaoleinas.

Grasas.

Su aplicación en engranajes no es muy amplia debido a que tienen muy poca capacidad refrigerante y porque las partículas contaminantes tienden a ser atrapadas y son difíciles de eliminar. Se utilizan algunas veces en la lubricación de engranajes que operan a bajas velocidades y bajas cargas, son comúnmente utilizadas en engranajes abiertos y cajas de engranajes que tienden a dejar escapar aceite; también se utilizan en engranajes que operan intermitentemente, porque las grasas tienen la ventaja de mantener una película de lubricante en los dientes del engranaje, aunque estos no estén girando, lo que permite proporcionar lubricación inmediatamente son arrancados. Las grasas semifluidas sintéticas son particularmente adecuadas para lubricar unidades de engranajes "de por vida". Las grasas para engranajes son blandas, para minimizar la fricción, hacerla algo más fluida y para limitar la tendencia de los engranajes a cortar un canal en la grasa y dejar el diente del engranaje seco.

Lubricantes sólidos.

Son usados cuando las temperaturas de operación son muy altas o muy bajas, cuando las fugas no pueden ser toleradas, y cuando se debe operar en vacío. Estos lubricantes son películas secas untuosas, que se aplican a los dientes de los engranajes; los más utilizados son el bisulfuro de molibdeno, bisulfuro de tungsteno, grafito, talco y politetrafluoroetileno; son caros, y tienen vida limitada contra el desgaste, pero son ideales para aplicaciones especiales como en el espacio

1.5.1.1 Lubricante elegido

Para la lubricación del engranaje se utilizara un aceite sintético. Existen varios tipos pero se usará el del tipo PAO o grupo 4.

PAO. Es una base sintética de procedencia orgánica pero más elaborada que el hidrocrack, que añade un compuesto químico a nivel molecular denominado Poli-Alfaolefinas que le confieren una elevada resistencia a la temperatura y muy poca volatilidad (evaporación).

Para la unión entre las bieletas y de estas, tanto con la maneta del neumático como con la cremallera su utilizará un lubricante semisólido del tipo de las grasas.

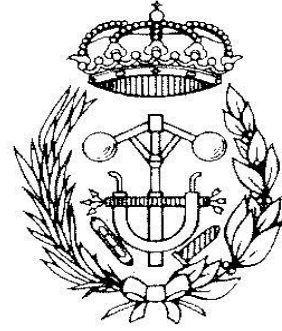
1.5.2. Método de aplicación

Lubricación por salpique.

Es el método más simple, en el que los dientes del engranaje inferior están sumergidos en un baño de aceite. El aceite es transferido a las superficies que se encajan y transportado a la caja de engranajes y sobre los rodamientos. El método es satisfactorio cuando las velocidades no son altas, porque el aceite sería agitado excesivamente, o donde ocurren pérdidas de potencia indeseables y aumento de la temperatura. Los engranajes lubricados por salpique normalmente se calientan bastante y requieren de aceites de mayor viscosidad que los engranajes lubricados de otra forma.

JAVIER BERAMENDI CABODEVILLA

PAMPLONA, 14 DE NOVIEMBRE DEL 2013



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

**DISEÑO DE UN SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA UN
FÓRMULA S.A.E.**

PRESUPUESTO

Javier Beramendi Cabodevilla

Vanesa Estremera Carrera

Pamplona, 14 de Noviembre 2013

1. PRESUPUESTO

A continuación, será mostrado un presupuesto correspondiente al proyecto llevado a cabo, cabe mencionar que al ser únicamente el presupuesto para una unidad el precio total es algo caro. El precio total disminuiría si el sistema de dirección se fabricase en serie, como es lógico debido, a que los costos de diseño se dividirían entre todas las unidades construidas.

COSTES DE DISEÑO:

Infraestructura:

<u>CONCEPTO</u>	<u>PRECIO (€)</u>
Amortización portátil y programas	300
Materiales (papel,...) y electricidad	50
Total sin IVA	350

Tiempo ingeniería

<u>CONCEPTO</u>	<u>HORAS</u>	<u>€/h.</u>	<u>PRECIO (€)</u>
DISEÑO	15	35	525
CALCULO	20	35	700
DIBUJOS	30	35	1050
TOTAL SIN IVA			2275

COSTES DE PRODUCCIÓN:

<u>CONCEPTO</u>	<u>UNIDADES</u>	<u>€/unidad</u>	<u>PRECIO (€)</u>
VOLANTE	1	230	230
JUNTA CARDAN	1	54	54
QUICK RELEASE	1	175	175
ROTULAS	4	4	16
ACERO SAE1015	1.7kg	2	3.4
ACERO SAE1080	4.3kg	2.2	9.46
ALUMINIO1200-0	0.3	7	2.10
TOTAL SIN IVA			489.96

COSTES DE FABRICACIÓN:

<u>CONCEPTO</u>	<u>HORAS</u>	<u>€/hora</u>	<u>PRECIO (€)</u>
MECANIZADO	4	30	120
SOLDADURA	2	30	90
TOTAL SIN IVA			210

PRESUPUESTO GENERAL:

<u>CONCEPTO</u>	<u>PRECIO</u>
COSTE TOTAL DEL DISEÑO	2625
COSTE TOTAL DE LA PRODUCCION	489.96
COSTE TOTAL DE LA FABRICACION	210
PRECIO TOTAL SIN IVA	3324.16
BENEFICIO INDUSTRIAL (10%)	3656.58
IVA (21%)	767.88
PRECIO TOTAL CON IVA	4424.46

El total del presupuesto asciende a la cantidad de CUATRO MIL CUATROCIENTAS VEINTICUATRO CON CUARENTA Y SEIS euros.

JAVIER BERAMENDI CABODEVILLA

PAMPLONA, 14 DE NOVIEMBRE DEL 2013



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

**DISEÑO DE UN SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA UN
FÓRMULA S.A.E.**

BIBLIOGRAFÍA

Javier Beramendi Cabodevilla

Vanesa Estremera Carrera

Pamplona, 14 de Noviembre 2013

1. BIBLIOGRAFÍA

- PABLO LUQUE, DANIEL ÁLVAREZ, CARLOS VERA. Ingeniería del automóvil: sistema y comportamiento dinámico. Ed. Thomson
- FRANCISCO APARICIO, CARLOS VERA, VICENTE DÍAZ. Teoría de vehículos automóviles. UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE MADRID
- MANUEL ARIAS PAZ. Manual de automóviles. Ed. CIE Dossat 2000
- Apuntes asignatura AUTOMOCIÓN. 3º Ingeniería Técnica Industrial, Mecánica. UPNA
- Apuntes asignatura DISEÑO DE MAQUINAS. 3º Ingeniería Técnica Industrial, Mecánica. UPNA
- <http://www.aficionadosalamecanica.net/>
- <http://www.muchoctia.es/Manuales/IndiceM.html>
- <http://gama.fime.uanl.mx/~petapia/Dis%20maq/UT4-1a-Eng-rectos-DEM08.pdf>
- <http://www.iit.upcomillas.es/pfc/resumenes/9badbade7b4.pdf>
- http://laplace.us.es/wiki/index.php/Fuerzas_de_frenado_de_un_autom%C3%B3vil
- <http://www.iit.upcomillas.es/pfc/resumenes/45093e2c0a782.pdf>

JAVIER BERAMENDI CABODEVILLA

PAMPLONA, 14 DE NOVIEMBRE DEL 2013